



①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 101 56 823 A 1**

⑤1 Int. Cl. 7:  
**G 01 N 19/02**

②1 Aktenzeichen: 101 56 823.1  
②2 Anmeldetag: 20. 11. 2001  
④3 Offenlegungstag: 6. 6. 2002

DE 101 56 823 A 1

③0 Unionspriorität:  
2000 353446 20. 11. 2000 JP  
⑦1 Anmelder:  
Toyota Jidosha K.K., Toyota, Aichi, JP  
⑦4 Vertreter:  
WINTER, BRANDL, FÜRNISS, HÜBNER, RÖSS,  
KAISER, POLTE, Partnerschaft, 85354 Freising

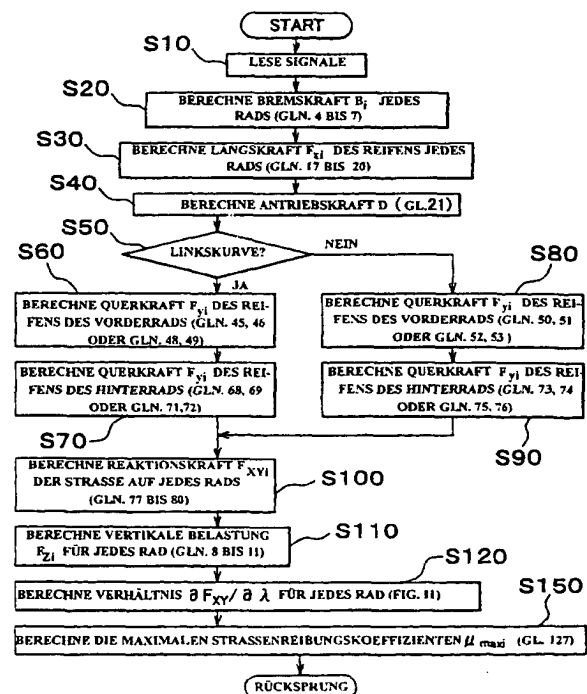
⑦2 Erfinder:  
Nakamura, Akira, Toyota, Aichi-ken, JP

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Vorrichtung und Verfahren zum Abschätzen eines maximalen Straßenreibungskoeffizienten

⑤7 Eine Vorrichtung und ein Verfahren, um einen maximalen Straßenreibungskoeffizienten für jedes Rad zu bestimmen, unabhängig davon, ob das Rad in einem vorbestimmten Antriebsschlupfzustand ist, und ob das Rad ein angetriebenes Rad ist. Die Bremskraft  $B_i$  jedes Rads wird berechnet (S20), und die Längskraft ( $F_{xi}$ ) des Reifens jedes Rads wird berechnet (S30). Dann wird die Antriebskraft  $D$  des Fahrzeugs berechnet (S40), und die Querkraft ( $F_{yi}$ ) des Reifens für jedes Rad wird berechnet (S50-90). Dann wird die Reaktionskraft ( $F_{xyi}$ ) der Straße auf jedes Rad berechnet (S100), und die vertikale Belastung ( $F_{zi}$ ) jedes Rads wird berechnet (S110). Schließlich wird das Verhältnis der Veränderung der Reaktionskraft der Straße zur Veränderung des zusammengesetzten Schlupfverhältnisses  $\lambda$  für jedes Rad berechnet (S120). Die Summe des Verhältnisses der Reaktionskraft ( $F_{xyi}$ ) der Straße zur vertikalen Belastung ( $F_{zi}$ ), und das Produkt eines vorbestimmten Koeffizienten mit dem Verhältnis der Veränderung der Reaktionskraft der Straße zu einer Veränderung der zusammengesetzten Schlupfverhältnisse wird für jedes Rad als der maximale Reibungskoeffizient der Straße  $\mu_{max}$  berechnet (S150).



DE 101 56 823 A 1

- [0001]** Die Erfindung bezieht sich allgemein auf eine Abschätzung eines maximalen Reibungskoeffizienten zwischen einem Reifen und einer Straße. Genauer bezieht sich die Erfindung auf eine Vorrichtung und ein Verfahren zum Abschätzen des maximalen Reibungskoeffizienten zwischen einem Reifen jedes Rads und der Straße, unabhängig davon, ob das jeweilige Rad ein Antriebsrad oder ein nicht angetriebenes Rad ist.
- [0002]** Eine Vorrichtung zur Abschätzung des maximalen Reibungskoeffizienten zwischen einem Reifen und einer Straße in Fahrzeugen wie Automobilen ist beispielsweise in der japanischen offengelegten Veröffentlichung Nr. HEI 3-295445 offenbart. Die Vorrichtung zur Abschätzung des maximalen Reibungskoeffizienten, die in der vorgenannten Veröffentlichung beschrieben wird, berechnet ein Antriebsmoment und eine vertikale Belastung eines Rads, wenn das Rad in einen vorherbestimmten Beschleunigungsschlupfzustand versetzt ist, und berechnet den maximalen Reibungskoeffizienten zwischen dem Reifen und der Straße auf der Grundlage des berechneten Antriebsmoments und der vertikalen Belastung. Diese Art einer Vorrichtung zur Abschätzung eines maximalen Reibungskoeffizienten ist im Stand der Technik bekannt.
- [0003]** Eine solche Vorrichtung zur Abschätzung eines maximalen Reibungskoeffizienten schätzt den maximalen Reibungskoeffizienten auf der Grundlage des Antriebsmoments und der vertikalen Belastung des Reifens zu der Zeit ab, zu der das Antriebsrad in einen vorherbestimmten Beschleunigungsschlupfzustand versetzt ist. Daher kann diese Vorrichtung den maximalen Reibungskoeffizienten zwischen dem Reifen und der Straße beispielsweise im Vergleich zu einer Vorrichtung zur Abschätzung eines Reibungskoeffizienten auf der Grundlage der Quadratwurzel der Summe der Quadrate der Längsbeschleunigung und der Querschleunigung des Fahrzeugs genauer abschätzen.
- [0004]** Solche eine Vorrichtung zur Abschätzung des maximalen Reibungskoeffizienten nach dem Stand der Technik kann den maximalen Reibungskoeffizienten jedoch nur in dem Moment abschätzen, in dem das Antriebsrad in einen vorherbestimmten Beschleunigungsschlupfzustand versetzt ist. Zudem muss das Rad in den vorherbestimmten Beschleunigungsschlupfzustand versetzt werden, damit diese Abschätzungsvorrichtung den maximalen Reibungskoeffizienten abschätzt. Daher kann diese Abschätzungsvorrichtung den maximalen Reibungskoeffizienten zwischen dem Reifen eines nicht angetriebenen Rads und der Straße nicht abschätzen.
- [0005]** Die Erfindung wird im Hinblick auf die vorgenannten Schwierigkeiten der herkömmlichen Vorrichtung zur Berechnung des maximalen Reibungskoeffizienten gemacht, die dazu dient, den maximalen Reibungskoeffizienten auf der Grundlage des Antriebsmoments und der abgestützten Last des Reifens abzuschätzen, wenn ein Antriebsschlupf auftritt.
- [0006]** Wenn sich das Schlupfverhältnis des Reifens vergrößert, nähert sich der Straßenreibungskoeffizient dem maximalen Reibungskoeffizienten, und das Verhältnis der Veränderung der Reaktionskraft der Straße zur Veränderung des Schlupfverhältnisses nähert sich schrittweise Null. Zudem kann man unter der Voraussetzung, dass man die Reaktionskraft der Straße auf den Reifen und die vertikale Belastung des Reifens erhält, den Straßenreibungskoeffizienten (Adhäsionskoeffizienten) erhalten, indem die Reaktionskraft der Straße durch die abgestützte Last geteilt wird. In Anbetracht dieser Punkte kann die Erfindung den maximalen Straßenreibungskoeffizienten unabhängig davon abschätzen, ob der Reifen in einem vorherbestimmten Beschleunigungsschlupfzustand ist und ob das Rad ein angetriebenes Rad ist.
- [0007]** Eine erfindungsgemäße Steuerung zum Abschätzen eines maximalen Reibungskoeffizienten weist Folgendes auf: eine erste Berechnungsvorrichtung, die eine Reaktionskraft einer Straße auf den Reifen eines Rads auf der Grundlage eines Modells des Reifens berechnet; eine zweite Berechnungsvorrichtung, die eine vertikale Belastung des Reifens des Rads berechnet; eine dritte Berechnungsvorrichtung, die ein Verhältnis der Reaktionskraft der Straße zur vertikalen Belastung als ein erstes Verhältnis berechnet; eine vierte Berechnungsvorrichtung, die ein Verhältnis der Veränderung der Reaktionskraft der Straße zur Veränderung eines Schlupfverhältnisses des Reifens als ein zweites Verhältnis berechnet, wobei das Schlupfverhältnis auf der Grundlage des Reifenmodells berechnet wird; und eine fünfte Berechnungsvorrichtung, die einen maximalen Straßenreibungskoeffizienten auf der Grundlage eines Produkts eines vorherbestimmten Koeffizienten mit dem zweiten Verhältnis und des ersten Verhältnisses berechnet.
- [0008]** Daher wird der maximale Straßenreibungskoeffizient unabhängig davon berechnet, ob das Rad in einem vorherbestimmten Beschleunigungsschlupfzustand ist. Zudem wird der maximale Straßenreibungskoeffizient entweder für das angetriebene Rad oder für das nicht angetriebene Rad berechnet.
- [0009]** Die Erfindung wird nachfolgend anhand der Beschreibung von Ausführungsbeispielen unter Bezugnahme auf die Zeichnung näher erläutert. Es zeigen:
- [0010]** Fig. 1 ein Schaubild, das die auf jedes Rad wirkenden Kräfte in Längs- und Querrichtung des Fahrzeugs, und die Längs- und Querkraften, die auf das Fahrzeug in dessen Schwerpunkt wirken, zeigt;
- [0011]** Fig. 2 ein Schaubild, das die auf jedes Rad wirkenden Kräfte in der Längs- und Querrichtung des Reifens, und die Längs- und Querkraften, die auf das Fahrzeug in dessen Schwerpunkt wirken, zeigt;
- [0012]** Fig. 3A und 3B Schaubilder, die die Beziehung zwischen einem Reibungskoeffizienten  $\mu$  zwischen einer Straße und einem Reifen und einem zusammengesetzten Schlupfverhältnis  $\lambda$  im Fall einer herkömmlichen Straße A und eines Reifenmodells B der Erfindung zeigen;
- [0013]** Fig. 4 ein Schaubild, das einen kritischen Reibungskreis des Reifens, die Bewegungsrichtung des Reifens und eine Reaktionskraft der Straße auf den Reifen zeigt;
- [0014]** Fig. 5 ein Schaubild, das ein Verfahren zur Berechnung eines Querschlupfwinkels  $\beta_i$  jeden Rads auf der Grundlage eines Querschlupfwinkels  $\beta_B$  des Fahrzeugs und Ähnliches zeigt;
- [0015]** Fig. 6 ein Schaubild, das ein Verfahren zur Berechnung einer korrigierten Fahrzeuggeschwindigkeit  $SVW_i$  auf der Grundlage einer Radgeschwindigkeit  $VW_i$  jedes Rads zeigt;
- [0016]** Fig. 7 ein Schaubild, das den Gradienten  $(1/F_Z)(\delta F_{XY}/\delta \lambda)$  in der  $\mu$ - $\lambda$ -Kurve zeigt;
- [0017]** Fig. 8 ein Schaubild der  $\mu$ - $\lambda$ -Kurve, das ein Verfahren zur Berechnung des maximalen Straßenreibungskoeffizienten  $\mu_{max}$  zeigt;
- [0018]** Fig. 9 ein schematisches Strukturschaubild, das eine Vorrichtung zum Abschätzen des maximalen Reibungskoeffizienten zeigt, die gemäß einer ersten Ausführungsform der Erfindung auf ein heckgetriebenes Fahrzeug angewendet

wird;

[0019] Fig. 10 einen Ablaufplan, der einen Ablauf zum Abschätzen des maximalen Reibungskoeffizienten gemäß der ersten Ausführungsform zeigt;

[0020] Fig. 11 einen Ablaufplan, der ein Unterprogramm zur Berechnung des Verhältnisses  $\delta F_{xy}/\delta \lambda$  im Schritt S120 der Fig. 10 zeigt;

[0021] Fig. 12 ein schematisches Strukturschaubild, das eine Vorrichtung zum Abschätzen eines maximalen Reibungskoeffizienten zeigt, die nach einer zweiten Ausführungsform der Erfindung auf ein frontgetriebenes Fahrzeug angewendet wird; und

[0022] Fig. 13 einen Ablaufplan, der ein Programm zum Abschätzen des maximalen Reibungskoeffizienten nach der zweiten Ausführungsform zeigt.

[0023] Vor der Beschreibung von Ausführungsformen der Erfindung wird die erfindungsgemäße Vorrichtung zur Berechnung des maximalen Reibungskoeffizienten in groben Zügen vorgestellt. Man bemerke, dass die Beschreibung nur beispielhaft für die Situation gegeben wird, in der ein Fahrzeug eine Linkskurve fährt. Bezüglich der Längskraft eines Reifens wird die Antriebskraft hier im Folgenden als eine positive Kraft und die Bremskraft als eine negative Kraft angesehen. Mit Bezug auf die Längsbeschleunigung wird eine Geschwindigkeitserhöhung als eine positive Beschleunigung und ein Abbremsen als eine negative Beschleunigung angesehen. Bezüglich der Querkraft eines Reifens wird eine nach links gerichtete Kraft als eine positive Kraft angesehen. Bezüglich der Querschleunigung wird eine Beschleunigung nach links als eine positive Beschleunigung angesehen. Bezüglich dem Querschleppwinkel des Fahrzeugs wird ein Winkel im Gegenursweigersinn (in Richtung einer Linkskurve) als positiver Winkel angesehen.

### 1. Zugrundeliegendes Konzept

[0024] In Fig. 1 bezeichnen  $100_{fl}$ ,  $100_{fr}$ ,  $100_{rl}$  und  $100_{rr}$  jeweils rechte und linke Vorderräder und rechte und linke Hinterräder eines Fahrzeugs 102.  $F_{xvi}$  ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) bezeichnet die Kraft in der Längsrichtung des Fahrzeugs, die von der Straße jeweils auf die linken und rechten Vorderräder und linken und rechten Hinterräder ausgeübt wird.  $F_{yvi}$  ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) bezeichnet die Kraft in der Querrichtung des Fahrzeugs, die von der Straße jeweils auf die linken und rechten Vorderräder und linken und rechten Hinterräder ausgeübt wird.  $F_{xc}$  und  $F_{yc}$  bezeichnen die Längskraft und Querkraft, die jeweils auf den Schwerpunkt 104 des Fahrzeugs 102 wirken.

[0025] Wie in Fig. 1 gezeigt, wird ein Kräftegleichgewicht in der Querrichtung des Fahrzeugs durch die folgende Gleichung (1) ausgedrückt und das Fahrzeug wird der der Querkraft  $F_{yc}$  entsprechenden Querschleunigung unterworfen:

$$F_{yc} = F_{yvl} + F_{yvr} + F_{yvl} + F_{yvr} \quad (1).$$

[0026] Ähnlich wird ein Kräftegleichgewicht in Längsrichtung des Fahrzeugs durch die folgende Gleichung (2) ausgedrückt, und das Fahrzeug wird der der Längskraft  $F_{xc}$  entsprechenden Längsbeschleunigung unterworfen:

$$F_{xc} = F_{xvl} + F_{xvr} + F_{xvl} + F_{xvr} \quad (2).$$

[0027] Wie in Fig. 1 gezeigt, ist die Spurweite des Fahrzeugs mit  $Tr$  bezeichnet, der Abstand zwischen der Vorderachse und dem Schwerpunkt 104 des Fahrzeugs ist mit  $L_f$  bezeichnet, und der Abstand zwischen der Hinterachse und dem Schwerpunkt 104 des Fahrzeugs ist mit  $L_r$  bezeichnet. Vorausgesetzt, dass das Gierträgheitsmoment des Fahrzeugs  $I_B$  ist, und die Veränderungsrate der Gierrate des Fahrzeugs, das heißt die Gierbeschleunigung,  $\gamma d$  ist, ergibt sich ein Gleichgewicht des Giermoments um den Schwerpunkt des Fahrzeugs, das von der Reaktionskraft der Straße auf die Räder herrührt, nach der folgenden Gleichung (3):

$$I_B \gamma d = (F_{xvr} - F_{xvl} + F_{xvr} - F_{xvl}) \frac{Tr}{2} + (F_{yvl} + F_{yvr}) L_f - (F_{yvl} + F_{yvr}) L_r \quad \dots \quad (3)$$

Fall 1:  $I_B \gamma d > 0$

[0028] Das Fahrzeug ist der Gierbeschleunigung in Richtung des Gegenursweigersinns unterworfen, so dass der Querschleppwinkel der Hinterräder größer wird. Die Gierbeschleunigung wird in einem solchen Bereich allmählich verringert, dass die Summe der Querkraften auf die linken und rechten Hinterräder,  $F_{yvl} + F_{yvr}$ , aufgrund des gestiegenen Querschleppwinkels der Hinterräder steigen können. Der Wert  $I_B \gamma d$  wird schließlich gleich null, so dass das Drehmoment um den Schwerpunkt statisch ausgeglichen ist. Selbst wenn die Summe der Querkraften,  $F_{yvl} + F_{yvr}$ , den Grenzwert erreicht, kann das Moment um den Schwerpunkt solange nicht statisch ausgeglichen sein, wie  $I_B \gamma d > 0$  ist. Daher bleibt das Fahrzeug in einem übersteuerten Zustand. Man bemerke, dass der Grenzwert der Summe ( $F_{yvl} + F_{yvr}$ ) von den Längskräften auf die linken und rechten Hinterräder  $F_{xvl}$ ,  $F_{xvr}$  und dem maximalen Straßenreibungskoeffizienten der Hinterräder beeinflusst wird.

[0029] Eine herkömmliche Hinterradblockierverhinderungsvorrichtung und Antischlupfvorrichtung weist ebenfalls eine Funktion auf, um die Bremskraft und Antriebskraft der Hinterräder so zu steuern, dass die Summe der Querkraften auf die Hinterräder  $F_{yvl} + F_{yvr}$  sichergestellt ist. Da diese Vorrichtungen jedoch nicht dazu ausgelegt sind, den Wert ( $F_{yvl} + F_{yvr}$ ) zu optimieren, so dass das Moment um den Schwerpunkt statisch ausgeglichen ist, ist ihre Funktion zur Steuerung des Übersteuerns nicht perfekt.

[0030] Daher kann der folgende Vorgang durchgeführt werden, wenn sich das Fahrzeug in einem übersteuerten Zustand befindet: Die Bremskraft und Antriebskraft jedes Rads kann so gesteuert werden, dass das Moment um den

Schwerpunkt, das von der Reaktionskraft der Straße auf die Räder herrührt, statisch ausgeglichen ist. Dies unterdrückt und eliminiert dadurch den übersteuerten Zustand des Fahrzeugs.

Fall 2:  $I_B \gamma d < 0$

[0031] Das Fahrzeug wird der Gierbeschleunigung in Richtung des Uhrzeigersinns unterzogen, so dass der Querschleppwinkel der Hinterräder verringert ist. Die Gierbeschleunigung wird daher allmählich verringert. Der Wert  $I_B \gamma d$  wird schließlich gleich null, wodurch das Moment um den Schwerpunkt statisch ausgeglichen ist.

Fall 3:  $I_B \gamma d = 0$

[0032] In diesem Fall ist das Moment um den Schwerpunkt statisch ausgeglichen, und das Fahrzeug ist in einem stabilen Zustand. Selbst in einer solchen Situation erhält man die Kurvenfahrfähigkeit des Fahrzeugs nicht effektiv, wenn die Summe der Querkraften der linken und rechten Vorderräder,  $F_{YVfl} + F_{YVfr}$  den Grenzwert erreicht und die Summe der Querkraften der linken Hinterräder  $F_{YVhl} + F_{YVhr}$  den Grenzwert nicht erreicht. Dieser Zustand wird als Untersteuerungszustand bezeichnet.

[0033] Eine herkömmliche Vorderradantiblockiervorrichtung steuert die Bremskraft der Vorderräder, um die Summe der Querkraften auf die Vorderräder  $F_{YVfl} + F_{YVfr}$  sicherzustellen. Als Ergebnis wird das Fahrzeug der Gierbeschleunigung in Richtung des Gegenuhrzeigersinns unterworfen, wodurch der Querschleppwinkel der Hinterräder erhöht wird. Daher erhöht die Antiblockiervorrichtung für die Vorderräder die Summe der Querkraften der Hinterräder  $F_{YVhl} + F_{YVhr}$  um so die Kurvenfahrfähigkeit des Fahrzeugs sicherzustellen. Da diese Vorderradantiblockiervorrichtung nicht dazu bestimmt ist, den Wert  $(F_{YVhl} + F_{YVhr})$  zu optimieren, ist ihre Funktion zur Steuerung des Untersteuerns nicht perfekt.

[0034] Daher kann der folgende Vorgang durchgeführt werden, wenn das Fahrzeug in einem untersteuerten Zustand ist: Die Bremskraft und Antriebskraft der Hinterräder kann so gesteuert werden, dass der Querschleppwinkel der Hinterräder durch das Winkelmoment des Fahrzeugs erhöht wird, das von dem Unterschied in der Längskraft zwischen den linken und rechten Hinterrädern herrührt. Die Summe der Querkraften der Hinterräder  $F_{YVhl} + F_{YVhr}$  ist daher optimiert. Dies verbessert die Kurvenfahrfähigkeit des Fahrzeugs, und unterdrückt und eliminiert damit den untersteuerten Zustand des Fahrzeugs.

[0035] Um den übersteuerten und untersteuerten Zustand des Fahrzeugs auf der Grundlage des Moments um den Schwerpunkt des Fahrzeugs, der von der Reaktionskraft der Straße auf die Räder wie oben beschrieben herrührt, zu bestimmen und zu steuern, ist es notwendig, genau den Verlauf der Bremskräfte und Antriebskräfte der Räder und das von der Reaktionskraft der Straße auf die Räder hervorgerufene Moment, das den übersteuerten und den untersteuerten Zustand hervorrufen kann, zu verfolgen. Die erfordert eine genaue Bestimmung des maximalen Straßenreibungskoeffizienten für jedes Rad, beispielsweise in der nachstehend beschriebenen Weise.

## 2. Grundlegender Vorgang

[0036] Es wird im Folgenden für den grundlegenden Vorgang angenommen, dass die Längsbeschleunigung des Fahrzeugs  $G_X$  ist, die Querbewegung des Fahrzeugs  $G_Y$  ist, die Gierrate des Fahrzeugs  $\gamma$  ist, die Gierbeschleunigung  $\gamma d$  ist, der Lenkwinkel  $\delta$  ist, die Radgeschwindigkeit der linken und rechten Vorderräder und der linken und rechten Hinterräder  $VW_i$  ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) ist, die Radbeschleunigung der linken und rechten Vorderräder und der linken und rechten Hinterräder  $VWd_i$  ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) ist, der hydraulische Radzylinderdruck der linken und rechten Vorderräder und der linken und rechten Hinterräder  $P_i$  ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) ist, der Querschleppwinkel des Fahrzeugs  $\beta_B$  (der wie nachstehend beschrieben separat berechnet wird) ist, die Bremskraft der rechten und linken Vorderräder und der linken und rechten Hinterräder  $B_i$  ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) ist, und die vertikale Belastung der linken und rechten Vorderräder und der linken und rechten Hinterräder  $F_{Zi}$  ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) ist.

[0037] Unter der Voraussetzung, dass  $K_{Pf}$  und  $K_{Pr}$  jeweils Umwandlungskoeffizienten (negative Werte) vom hydraulischen Radzylinderdruck an den Vorder- und Hinterrädern in die Bremskraft wiedergeben, sind die Bremskräfte  $B_{fl}$ ,  $B_{fr}$  der linken und rechten Vorderräder und die Bremskräfte  $B_{rl}$ ,  $B_{rr}$  der linken und rechten Hinterräder jeweils durch die folgenden Gleichungen (4) bis (7) gegeben:

$$B_{fl} = K_{Pf} \cdot P_{fl} \quad (4)$$

$$B_{fr} = K_{Pf} \cdot P_{fr} \quad (5)$$

$$B_{rl} = K_{Pr} \cdot P_{rl} \quad (6)$$

$$B_{rr} = K_{Pr} \cdot P_{rr} \quad (7).$$

[0038] Unter der Voraussetzung, dass der Radstand des Fahrzeugs  $L$  ( $= L_f + L_r$ ) ist, die Höhe des Schwerpunkts des Fahrzeugs  $h$  ist, das Gewicht des Fahrzeugs  $F_{ZV}$  ist, die Gravitationsbeschleunigung  $g$  ist, die Rollwiderstandsfestigkeitsverteilung für die Vorderräder  $\eta_f$  ist, und die Rollwiderstandsfestigkeitsverteilung für die Hinterräder  $\eta_r$  ist, ergeben sich die Vertikalbelastungen der linken und rechten Vorderräder und der linken und rechten Hinterräder,  $F_{Zfl}$ ,  $F_{Zfr}$ ,  $F_{Zrl}$ ,  $F_{Zrr}$ , jeweils nach den folgenden Gleichungen (8) bis (11):

$$F_{Zrl} = \left( \frac{L_r - hG_X}{2L} - \eta_r \frac{h}{d} G_Y \right) \frac{F_{ZV}}{g} \quad \dots \quad (8)$$

$$F_{Zfr} = \left( \frac{L_r - hG_X}{2L} + \eta_r \frac{h}{d} G_Y \right) \frac{F_{ZV}}{g} \quad \dots \quad (9)$$

$$F_{Zrl} = \left( \frac{L_r + hG_X}{2L} - \eta_r \frac{h}{d} G_Y \right) \frac{F_{ZV}}{g} \quad \dots \quad (10)$$

$$F_{Zrr} = \left( \frac{L_r + hG_X}{2L} + \eta_r \frac{h}{d} G_Y \right) \frac{F_{ZV}}{g} \quad \dots \quad (11)$$

### 3. Berechnung der Längskraft des Reifens jedes Rads und der Antriebskraft des Fahrzeugs

**[0039]** Wie in Fig. 2 gezeigt, erhält man die folgende Gleichung (12) des Kräftegleichgewichts in Längsrichtung des Fahrzeugs unter der Voraussetzung, dass die Längskräfte der Reifen der linken und rechten Vorderräder und der linken und rechten Hinterräder  $F_{Xfl}$ ,  $F_{Xfr}$ ,  $F_{Xrl}$ ,  $F_{Xrr}$  sind, und die Querkräfte der Reifen der rechten und linken Vorderräder  $F_{Yfl}$ ,  $F_{Yfr}$  sind, die Masse des Fahrzeugs  $m$  ist, und der Lenkwinkel  $\delta$  ist:

$$mG_X = (F_{Xfl} + F_{Xfr})\cos\delta - (F_{Yfl} + F_{Yfr})\sin\delta + (F_{Xrl} + F_{Xrr}) \quad (12)$$

#### (1) Ein hinterradgetriebenes Fahrzeug

**[0040]** Für ein hinterradgetriebenes Fahrzeug erhält man unter der Voraussetzung, dass der effektive Reifenradius  $r$  ist, die Antriebskraft des Fahrzeugs  $D$  ist, und das Trägheitsmoment der linken und rechten Vorderräder und der linken und rechten Hinterräder  $I_{Wi}$  ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) ist, die Längskräfte der Reifen der linken und rechten Vorderräder und der linken und rechten Hinterräder,  $F_{Xfl}$ ,  $F_{Xfr}$ ,  $F_{Xrl}$ ,  $F_{Xrr}$ , jeweils entsprechend der nachfolgenden Gleichungen (13) bis (16). Man bemerke, dass die Radbeschleunigung  $VWd_i$  in den Gleichungen (13) bis (16) und Ähnliches ein abgeleiteter Wert der zugehörigen Radgeschwindigkeit  $VW_i$  sein kann.

$$F_{Xfl} = B_{fl} - \frac{I_{Wf} \bullet VWd_{fl}}{r^2} \quad \dots \quad (13)$$

$$F_{Xfr} = B_{fr} - \frac{I_{Wf} \bullet VWd_{fr}}{r^2} \quad \dots \quad (14)$$

$$F_{Xrl} = B_{rl} + \frac{1}{2}D - \frac{I_{Wr} \bullet VWd_{rl}}{r^2} \quad \dots \quad (15)$$

$$F_{Xrr} = B_{rr} + \frac{1}{2}D - \frac{I_{Wr} \bullet VWd_{rr}}{r^2} \quad \dots \quad (16)$$

**[0041]** Aus den vorstehenden Gleichungen (12) bis (16) ergeben sich die Längskräfte der Reifen der linken und rechten Vorderräder und der linken und rechten Hinterräder,  $F_{Xfl}$ ,  $F_{Xfr}$ ,  $F_{Xrl}$ ,  $F_{Xrr}$ , jeweils durch die folgenden Gleichungen (17) bis (20):

$$F_{Xfl} = B_{fl} - \frac{I_{Wf} \cdot VWd_{fl}}{r^2} \quad \dots \quad (17)$$

$$F_{Xfr} = B_{fr} - \frac{I_{Wf} \cdot VWd_{fr}}{r^2} \quad \dots \quad (18)$$

$$F_{Xrl} =$$

$$\frac{1}{2} \left[ mG_x - \left\{ B_{fl} + B_{fr} - \frac{I_{Wr} (VWd_{fl} + VWd_{fr})}{r^2} \right\} \cos \delta + (F_{Yd} + F_{Ys}) \sin \delta + (B_d - B_{rr}) - \frac{I_{Wr} (VWd_d - VWd_{rr})}{r^2} \right]$$

... (19)

$$F_{Xrr} =$$

$$\frac{1}{2} \left[ mG_x - \left\{ B_{fl} + B_{fr} - \frac{I_{Wr} (VWd_{fl} + VWd_{fr})}{r^2} \right\} \cos \delta + (F_{Yd} + F_{Ys}) \sin \delta + (B_{rr} - B_d) - \frac{I_{Wr} (VWd_{rr} - VWd_d)}{r^2} \right]$$

... (20).

[0042] Durch Einsetzen der vorstehenden Gleichungen (13) bis (16) für die Gleichung (12) erhält man die Antriebskraft D des Fahrzeugs wie folgt aus Gleichung (21):

$$D = mG_x - \left\{ B_{fl} + B_{fr} - \frac{I_{Wr} (VWd_{fl} + VWd_{fr})}{r^2} \right\} \cos \delta + (F_{Yfl} + F_{Yfr}) \sin \delta - \left\{ B_{rl} + B_{rr} - \frac{I_{Wr} (VWd_{rl} + VWd_{rr})}{r^2} \right\}$$

... (21).

## (2) Ein vorderradgetriebenes Fahrzeug

[0043] Im Fall des vorderradgetriebenen Fahrzeugs ergeben sich die Längskräfte der Reifen der linken und rechten Vorderräder und der linken und rechten Hinterräder  $F_{Xfl}$ ,  $F_{Xfr}$ ,  $F_{Xrl}$ ,  $F_{Xrr}$ , jeweils gemäß den folgenden Gleichungen (22) bis (25):

$$F_{Xfl} = B_{fl} + \frac{1}{2} D - \frac{I_{Wf} \cdot VWd_{fl}}{r^2} \quad \dots \quad (22)$$

$$F_{Xfr} = B_{fr} + \frac{1}{2} D - \frac{I_{Wf} \cdot VWd_{fr}}{r^2} \quad \dots \quad (23)$$

$$F_{Xrl} = B_{rl} - \frac{I_{Wr} \cdot VWd_{rl}}{r^2} \quad \dots \quad (24)$$

$$F_{Xrr} = B_{rr} - \frac{I_{Wr} \cdot VWd_{rr}}{r^2} \quad \dots \quad (25)$$

[0044] Aus den vorstehenden Gleichungen (12) und (22) bis (25) ergeben sich die Längskräfte der Reifen der linken und rechten Vorderräder und der linken und rechten Hinterräder  $F_{Xfl}$ ,  $F_{Xfr}$ ,  $F_{Xrl}$ ,  $F_{Xrr}$ , jeweils gemäß der nachstehenden Gleichungen (26) bis (29):

$$F_{Xn} = \frac{mG_X + (F_{Yn} + F_{Yr}) \sin \delta - (B_n + B_r) + \frac{I_{Wr} (VWd_n + VWd_r)}{r^2}}{2 \cos \delta} + \frac{1}{2} (B_n - B_r) - \frac{I_{Wr} (VWd_n - VWd_r)}{2r^2} \quad \dots (26)$$

$$F_{Xr} = \frac{mG_X + (F_{Yn} + F_{Yr}) \sin \delta - (B_n + B_r) + \frac{I_{Wr} (VWd_n + VWd_r)}{r^2}}{2 \cos \delta} - \frac{1}{2} (B_n - B_r) + \frac{I_{Wr} (VWd_n - VWd_r)}{2r^2} \quad \dots (27)$$

$$F_{Xrl} = B_{rl} - \frac{I_{Wrl} \cdot VWd_{rl}}{r^2} \quad \dots (28)$$

$$F_{Xrr} = B_{rr} - \frac{I_{Wrr} \cdot VWd_{rr}}{r^2} \quad \dots (29)$$

[0045] Durch Einsetzen der vorstehenden Gleichungen (22) bis (25) in die Gleichung (12) kann man die Antriebskraft D des Fahrzeugs nach Gleichung (30) wie folgt erhalten:

$$D = \frac{mG_X + (F_{Yn} + F_{Yr}) \sin \delta - (B_n + B_r) + \frac{I_{Wr} (VWd_n + VWd_r)}{r^2}}{\cos \delta} - (B_n + B_r) + \frac{I_{Wr} (VWd_n - VWd_r)}{r^2} \quad \dots (30)$$

[0046] Wie aus der vorstehenden Beschreibung zu sehen ist, werden durch Nutzung der zuvor berechneten Werte der Querkräfte der Reifen der Vorderräder  $F_{Yn}$  und  $F_{Yr}$  in den vorstehenden Gleichungen die Längsbeschleunigung  $G_X$  des Fahrzeugs, der Lenkwinkel  $\delta$ , der hydraulische Bremsdruck  $P_i$  jedes Rads, und die Radbeschleunigung  $VWd_i$  erfasst. In Übereinstimmung damit wird die Längskraft des Reifens jedes Rads  $F_{Xi}$  gemäß den Gleichungen (17) bis (20) oder den Gleichungen (26) bis (29) berechnet. In diesem Fall müssen der Motor und das Antriebssystem nicht in die Berechnung einbezogen werden, selbst wenn das Fahrzeug angetrieben wird. Zudem kann die Antriebskraft, die vom Motor durch das Antriebssystem an die Achse der Antriebsräder übertragen wird, gemäß der vorstehenden Gleichung (21) oder (30) berechnet werden. In diesem Fall kann die Antriebskraft der Achse der Antriebsräder berechnet werden, ohne die Abbildung des Motors, das Übersetzungsverhältnis des Antriebssystems und die Übertragungseffizienz in die Rechnung einzubeziehen.

#### 4. Berechnung der Querkräfte des Reifens jedes Rads

[0047] Für die Berechnung der Querkräfte des Reifens jedes Rads erhält man die folgenden Gleichungen (31) und (32) aus dem Kräftegleichgewicht in der Querrichtung des Fahrzeugs und dem Ausgleich des Giermoments um den Schwerpunkt:

$$mG_Y = F_{YVn} + F_{YVr} + F_{YVl} + F_{YVr} \quad \dots (31)$$

$$I_B \gamma d = \frac{Tr}{2} (F_{XVr} - F_{XVn}) + L_r (F_{YVn} + F_{YVr}) + \frac{Tr}{2} (F_{XVr} - F_{XVl}) - L_r (F_{YVl} + F_{YVr}) \quad \dots (32)$$

(1) Die Querkräfte der Reifen der Vorderräder

[0048] Bezüglich der Querkräfte der Reifen der Vorderräder wird die obige Gleichung (32) als Gleichung (33) wie folgt umgeformt:

$$\begin{aligned}
 I_B \gamma d &= \frac{T_r}{2} (F_{XVfr} - F_{XVfl}) + L_r (F_{YVfl} + F_{YVfr}) + \frac{T_r}{2} (F_{XVtr} - F_{XVtl}) - L_r (mG_V - F_{YVfl} - F_{YVfr}) \\
 &= \frac{T_r}{2} (F_{XVfr} - F_{XVfl} + F_{XVtr} - F_{XVtl}) + L (F_{YVfl} + F_{YVfr}) - L_r mG_V \quad \dots (33) .
 \end{aligned}$$

**[0049]** Durch Einsetzen der nachstehenden Gleichungen (34) bis (37) in die Gleichung (33) erhält man die nachstehende Gleichung (38):

$$F_{XVfl} = F_{Xfl} \cos \delta - F_{Yfl} \sin \delta \quad (34)$$

$$F_{XVfr} = F_{Xfr} \cos \delta - F_{Yfr} \sin \delta \quad (35)$$

$$F_{YVfl} = F_{Xfl} \sin \delta + F_{Yfl} \cos \delta \quad (36)$$

$$F_{YVfr} = F_{Xfr} \sin \delta + F_{Yfr} \cos \delta \quad (37)$$

$$F_{YVfl} = F_{Xfl} \sin \delta + F_{Yfl} \cos \delta \quad \dots (36)$$

$$F_{YVfr} = F_{Xfr} \sin \delta + F_{Yfr} \cos \delta \quad \dots (37)$$

$$\left( \cos \delta + \frac{T_r}{2L} \sin \delta \right) F_{Yfl} + \left( \cos \delta - \frac{T_r}{2L} \sin \delta \right) F_{Yfr}$$

$$= \frac{I_B \gamma d + L_r mG_V - \frac{T_r}{2} (F_{Xtr} - F_{Xtl})}{L} - \left( \sin \delta - \frac{T_r}{2L} \cos \delta \right) F_{Xfl} - \left( \sin \delta + \frac{T_r}{2L} \cos \delta \right) F_{Xfr}$$

$$\dots (38) .$$

**[0050]** Unter der Voraussetzung, dass die jeweiligen Koeffizienten der Querkräfte auf die Reifen  $F_{Yfl}$ ,  $F_{Yfr}$  in Gleichung (38)  $A_k$  und  $B_k$  sind, und die rechte Seite der Gleichung (38)  $C_k$  ist, wird Gleichung (38) als die nachstehende Gleichung (39) umgeschrieben. Man bemerke, dass im praktischen Bereich des Lenkwinkels  $A_k > 0$  und  $B_k > 0$  sind.

$$A_k \cdot F_{Yfl} + B_k \cdot F_{Yfr} = C_k \quad (39)$$

**[0051]** Im Allgemeinen stimmt das Verhältnis der Reaktionskraft der Straße zwischen den linken und rechten Vorderrädern mit dem Verhältnis der vertikalen Belastungen zwischen den linken und rechten Vorderrädern (oder dem Verhältnis zwischen den Produkten des maximalen Straßenreibungskoeffizienten und den jeweiligen vertikalen Belastungen) überein. Daher erhält man die folgende Gleichung (40):

$$\left( F_{Xfl}^2 + F_{Yfl}^2 \right) \left( \frac{F_{Zfr}}{F_{Zfl}} \right)^2 = F_{Xfr}^2 + F_{Yfr}^2 \quad \dots (40) .$$

**[0052]** Durch Einsetzen von  $F_{Yfr}$  in Gleichung (39) für die Gleichung (40) ergibt die folgende Gleichung (41), wodurch man die folgende Gleichung (42) erhält:



$$\left(F_{xfl}^2 + F_{yfl}^2\right) \left(\frac{F_{zfr}}{F_{zfl}}\right)^2 = F_{xfr}^2 + \left(\frac{C_k - A_k \cdot F_{yfl}}{B_k}\right)^2$$

$$\left\{\left(\frac{A_k}{B_k}\right)^2 - \left(\frac{F_{zfr}}{F_{zfl}}\right)^2\right\} F_{yfl}^2 - \frac{2A_k C_k}{B_k^2} F_{yfl} + \left(\frac{C_k}{B_k}\right)^2 + F_{xfr}^2 - \left(\frac{F_{zfr}}{F_{zfl}}\right)^2 F_{xfl}^2 = 0 \quad \dots (41)$$

$$F_{yfl} = \frac{\frac{A_k C_k}{B_k^2} \pm \sqrt{\left(\frac{F_{zfl}}{F_{zfr}}\right)^2 \left\{\left(\frac{C_k}{B_k}\right)^2 + F_{xfr}^2 + \left(\frac{A_k}{B_k}\right)^2 F_{xfl}^2\right\} - \left(\frac{F_{zfr}}{F_{zfl}}\right)^4 F_{xfl}^2 - \left(\frac{A_k}{B_k}\right)^2 F_{xfr}^2}}{\left(\frac{A_k}{B_k}\right)^2 - \left(\frac{F_{zfr}}{F_{zfl}}\right)^2}$$

... (42) .

[0053] Entsprechend ergibt das Einsetzen von  $F_{yfl}$  in die Gleichung (39) für die Gleichung (40) die folgende Gleichung (43):

$$F_{yfr} = \frac{\frac{B_k C_k}{A_k^2} \pm \sqrt{\left(\frac{F_{zfl}}{F_{zfr}}\right)^2 \left\{\left(\frac{C_k}{A_k}\right)^2 + F_{xfl}^2 + \left(\frac{B_k}{A_k}\right)^2 F_{xfr}^2\right\} - \left(\frac{F_{zfl}}{F_{zfr}}\right)^4 F_{xfr}^2 - \left(\frac{B_k}{A_k}\right)^2 F_{xfl}^2}}{\left(\frac{B_k}{A_k}\right)^2 - \left(\frac{F_{zfl}}{F_{zfr}}\right)^2}$$

... (43) .

[0054] Solange das Fahrzeug eine Linkskurve fährt, sind  $C_k > 0$ ,  $F_{yfl} > 0$  und  $F_{yfr} > 0$ . Wenn der folgende Ausdruck (44) erfüllt ist, ist der Nenner in der vorstehenden Gleichung (43) negativ. Um  $F_{yfr} > 0$  zu erfüllen, muss das Zeichen '±' in Gleichung (43) negativ, "-", sein. Entsprechend erhält man die Querkraft des Reifens des rechten Vorderrads  $F_{yfr}$  durch die folgende Gleichung (45) und die Querkraft des Reifens des linken Vorderrads  $F_{yfl}$  durch die nachstehende Gleichung (46):

$$\left(\frac{A_k}{B_k}\right)^2 - \left(\frac{F_{zfr}}{F_{zfl}}\right)^2 > 0 \quad \dots (44)$$

$$F_{yfr} = \frac{\frac{B_k C_k}{A_k^2} - \sqrt{\left(\frac{F_{zfl}}{F_{zfr}}\right)^2 \left\{\left(\frac{C_k}{A_k}\right)^2 + F_{xfl}^2 + \left(\frac{B_k}{A_k}\right)^2 F_{xfr}^2\right\} - \left(\frac{F_{zfl}}{F_{zfr}}\right)^4 F_{xfr}^2 - \left(\frac{B_k}{A_k}\right)^2 F_{xfl}^2}}{\left(\frac{B_k}{A_k}\right)^2 - \left(\frac{F_{zfl}}{F_{zfr}}\right)^2}$$

... (45)

$$F_{yfl} = \frac{C_k - B_k \cdot F_{yfr}}{A_k} \quad \dots (46)$$

[0055] Wenn der nachfolgende Ausdruck (47) erfüllt ist, ist der Nenner in der obigen Gleichung (42) negativ. Daher muss das Vorzeichen "±" in Gleichung (42) negativ, "-", sein, um  $F_{yfl} > 0$  zu erfüllen. Entsprechend erhält man die Querkraft des Reifens des linken Vorderrads  $F_{yfl}$  gemäß der folgenden Gleichung (48), und die Querkraft des Reifens der rechten Vorderrads  $F_{yfr}$  erhält man nach der nachstehenden Gleichung (49):

$$\left(\frac{A_k}{B_k}\right)^2 - \left(\frac{F_{Zfr}}{F_{Zfl}}\right)^2 < 0 \quad \dots (47)$$

$$F_{Yfl} = \frac{\frac{A_k C_k}{B_k^2} - \sqrt{\left(\frac{F_{Zfl}}{F_{Zfl}}\right)^2 \left\{ \left(\frac{C_k}{B_k}\right)^2 + F_{Xfl}^2 + \left(\frac{A_k}{B_k}\right)^2 F_{Xfl}^2 \right\} - \left(\frac{F_{Zfr}}{F_{Zfl}}\right)^4 F_{Xfl}^2 - \left(\frac{A_k}{B_k}\right)^2 F_{Xfr}^2}}{\left(\frac{A_k}{B_k}\right)^2 - \left(\frac{F_{Zfr}}{F_{Zfl}}\right)^2}$$

... (48)

$$F_{Yfr} = \frac{C_k - A_k \cdot F_{Yfl}}{B_k} \quad \dots (49)$$

[0056] Während das Fahrzeug eine Rechtskurve beschreibt, sind  $C_k < 0$ ,  $F_{Yfl} < 0$  und  $F_{Yfr} < 0$ . Wenn der vorstehende Ausdruck (44) erfüllt ist, ist der Nenner in der vorstehenden Gleichung (43) negativ. Daher muss das Zeichen "±" in der Gleichung (43) positiv, "+" sein, um  $F_{Yfr} < 0$  zu erfüllen. Demgemäß erhält man die Querkraft des Reifens des rechten Vorderrads  $F_{Yfr}$  nach der nachstehenden Gleichung (50) und die Querkraft des Reifens des linken Vorderrads  $F_{Yfl}$  erhält man nach der nachstehenden Gleichung (51):

$$F_{Yfr} = \frac{\frac{B_k C_k}{A_k^2} - \sqrt{\left(\frac{F_{Zfl}}{F_{Zfr}}\right)^2 \left\{ \left(\frac{C_k}{A_k}\right)^2 + F_{Xfl}^2 + \left(\frac{B_k}{A_k}\right)^2 F_{Xfr}^2 \right\} - \left(\frac{F_{Zfl}}{F_{Zfr}}\right)^4 F_{Xfr}^2 - \left(\frac{B_k}{A_k}\right)^2 F_{Xfl}^2}}{\left(\frac{B_k}{A_k}\right)^2 - \left(\frac{F_{Zfl}}{F_{Zfr}}\right)^2}$$

... (50)

$$F_{Yfl} = \frac{C_k - B_k \cdot F_{Yfr}}{A_k} \quad \dots (51)$$

[0057] Wenn der vorstehende Ausdruck (47) erfüllt ist, ist der Nenner in der vorstehenden Gleichung (42) negativ. Daher muss das Zeichen "±" in der Gleichung (42) positiv "+" sein, um  $F_{Yfl} < 0$  zu erfüllen. Demgemäß erhält man die Querkraft des Reifens des linken Vorderrads  $F_{Yfl}$  nach der folgenden Gleichung (52), und die Querkraft des Reifens des rechten Vorderrads  $F_{Yfr}$  nach der folgenden Gleichung (53):

$$F_{Yfl} = \frac{\frac{A_k C_k}{B_k^2} + \sqrt{\left(\frac{F_{Zfr}}{F_{Zfl}}\right)^2 \left\{ \left(\frac{C_k}{B_k}\right)^2 + F_{Xfr}^2 + \left(\frac{A_k}{B_k}\right)^2 F_{Xfl}^2 \right\} - \left(\frac{F_{Zfr}}{F_{Zfl}}\right)^4 F_{Xfl}^2 - \left(\frac{A_k}{B_k}\right)^2 F_{Xfr}^2}}{\left(\frac{A_k}{B_k}\right)^2 - \left(\frac{F_{Zfr}}{F_{Zfl}}\right)^2}$$

... (52)

$$F_{Yfr} = \frac{C_k - A_k \cdot F_{Yfl}}{B_k} \quad \dots (53)$$

## (2) Querkräfte der Reifen der Hinterräder

[0058] Um die Querkräfte der Reifen der Hinterräder zu erhalten, wird die vorstehenden Gleichung (32) wie folgt als Gleichung (54) umgeschrieben:

$$\begin{aligned}
I_B \gamma d &= \frac{T_r}{2} (F_{XVfr} - F_{XVfl}) + L_r (F_{YVfl} + F_{YVfr}) + \frac{T_r}{2} (F_{XVrr} - F_{XVrl}) - L_r (F_{YVrl} + F_{YVrr}) \\
&= \frac{T_r}{2} (F_{XVfr} - F_{XVfl}) + L_r (mG_Y - F_{YVrl} - F_{YVrr}) + \frac{T_r}{2} (F_{XVrr} - F_{XVrl}) - L_r (F_{YVrl} + F_{YVrr}) \\
&\dots (54) .
\end{aligned}$$

[0059] Durch Einsetzen der nachstehenden Gleichungen (55) bis (60) in die Gleichung (54) ergibt die nachstehende Gleichung (61). Man bemerke, dass die Werte  $F_{Yfl}$  und  $F_{Yfr}$ , die im Abschnitt "(1) Querkräfte der Reifen der Vorderräder" berechnet werden, in den Gleichungen (55) und (56) genutzt werden.

$$F_{XVfl} = F_{Xfl} \cos \delta - F_{Yfl} \sin \delta \quad (55) \quad 15$$

$$F_{XVfr} = F_{Xfr} \cos \delta - F_{Yfr} \sin \delta \quad (56) \quad 15$$

$$F_{XVrl} = F_{Xrl} \quad (57) \quad 20$$

$$F_{XVrr} = F_{Xrr} \quad (58) \quad 20$$

$$F_{YVrl} = F_{Yrl} \quad (59) \quad 25$$

$$F_{YVrr} = F_{Yrr} \quad (60) \quad 25$$

$$F_{Yfl} + F_{Yrr} = \frac{-I_B \gamma d + L_r mG_Y + \frac{T_r}{2} \{ (F_{Xfr} - F_{Xfl}) \cos \delta - (F_{Yfr} - F_{Yfl}) \sin \delta \}}{L} \quad 30$$

$$\dots (61) . \quad 30$$

[0060] Unter der Voraussetzung, dass die rechte Seite der Gleichung (61)  $D_k$  ist, wird Gleichung (61) wie folgt als Gleichung (62) umgeschrieben:

$$F_{Yrl} + F_{Yrr} = D_k \quad (62) . \quad 35$$

[0061] Im Allgemeinen stimmt das Verhältnis der Reaktionskräfte der Straße zwischen dem linken und rechten Hinterrad ebenfalls mit dem Verhältnis der vertikalen Belastungen zwischen dem linken und rechten Hinterrad (oder dem Verhältnis der Produkte des maximalen Straßenreibungskoeffizienten und der jeweiligen vertikalen Belastungen) überein. Daher erhält man die nachstehenden Gleichungen (63) und (64):

$$\left( F_{Xrl}^2 + F_{Yrl}^2 \right) \left( \frac{F_{Zrr}}{F_{Zrl}} \right)^2 = F_{Xrr}^2 + F_{Yrr}^2 = F_{Xrr}^2 + (D_k - F_{Yrl})^2 \quad \dots (63) \quad 45$$

$$\left\{ 1 - \left( \frac{F_{Zrr}}{F_{Zrl}} \right)^2 \right\} F_{Yrl}^2 - 2 D_k F_{Yrl} + D_k^2 + F_{Xrr}^2 - \left( \frac{F_{Zrr}}{F_{Zrl}} \right)^2 F_{Xrl}^2 = 0 \quad \dots (64) . \quad 50$$

[0062] Durch Einsetzen von  $F_{Yrr}$  in der vorstehenden Gleichung (62) für die Gleichung (64) ergibt die nachstehende Gleichung (65):

$$F_{Yfl} = \frac{D_k \pm \sqrt{\left( \frac{F_{Zrr}}{F_{Zrl}} \right)^2 (D_k^2 + F_{Xrl}^2 + F_{Xrr}^2) - F_{Xrr}^2 - \left( \frac{F_{Zrr}}{F_{Zrl}} \right)^4 F_{Xrl}^2}}{1 - \left( \frac{F_{Zrr}}{F_{Zrl}} \right)^2} \quad \dots (65) . \quad 55$$

[0063] Entsprechend ergibt das Einfügen von  $F_{Yrl}$  in der vorstehenden Gleichung (62) für die Gleichung (64) die nachstehende Gleichung (66):

65

$$F_{Yrr} = \frac{D_k \pm \sqrt{\left(\frac{F_{Zrl}}{F_{Zrr}}\right)^2 (D_k^2 + F_{Xrl}^2 + F_{Xrr}^2) - F_{Xrl}^2 - \left(\frac{F_{Zrl}}{F_{Zrr}}\right)^4 F_{Xrr}^2}}{1 - \left(\frac{F_{Zrl}}{F_{Zrr}}\right)^2} \quad \dots (66).$$

**[0064]** Während das Fahrzeug eine Linkskurve beschreibt, sind  $D_k > 0$ ,  $F_{Yrl} > 0$  und  $F_{Yrr} > 0$ . Wenn der folgende Ausdruck (67) erfüllt ist, ist der Nenner in der vorstehenden Gleichung (66) negativ. Daher muss das Zeichen "±" in Gleichung (66) negativ, "-", sein, um  $F_{Yrr} > 0$  zu erfüllen. Demgemäß erhält man die Querkraft des Reifens des rechten Hinterrads  $F_{Yrr}$  nach der folgenden Gleichung (68) und die Querkraft des Reifens des linken Hinterrads  $F_{Yrl}$  nach der nachstehenden Gleichung (69):

$$1 - \left(\frac{F_{Zrr}}{F_{Zrl}}\right)^2 > 0 \quad \dots (67)$$

$$F_{Yrr} = \frac{D_k - \sqrt{\left(\frac{F_{Zrl}}{F_{Zrr}}\right)^2 (D_k^2 + F_{Xrl}^2 + F_{Xrr}^2) - F_{Xrl}^2 - \left(\frac{F_{Zrl}}{F_{Zrr}}\right)^4 F_{Xrr}^2}}{1 - \left(\frac{F_{Zrl}}{F_{Zrr}}\right)^2} \quad \dots (68)$$

$$F_{Yrl} = D_k - F_{Yrr} \quad \dots (69).$$

**[0065]** Wenn der nachstehende Ausdruck (70) erfüllt ist, ist der Nenner in der vorstehenden Gleichung (65) negativ. Daher muss das Zeichen "±" in der Gleichung (65) negativ, "-", sein, um  $F_{Yrl} > 0$  zu erfüllen. Entsprechend erhält man die Querkraft des Reifens des linken Hinterrads  $F_{Yrl}$  nach der nachstehenden Gleichung (71) und die Querkraft des Reifens des rechten Hinterrads  $F_{Yrr}$  nach der nachstehenden Gleichung (72):

$$1 - \left(\frac{F_{Zrr}}{F_{Zrl}}\right)^2 < 0 \quad \dots (70)$$

$$F_{Yrl} = \frac{D_k - \sqrt{\left(\frac{F_{Zrr}}{F_{Zrl}}\right)^2 (D_k^2 + F_{Xrl}^2 + F_{Xrr}^2) - F_{Xrr}^2 - \left(\frac{F_{Zrr}}{F_{Zrl}}\right)^4 F_{Xrl}^2}}{1 - \left(\frac{F_{Zrr}}{F_{Zrl}}\right)^2} \quad \dots (71)$$

$$F_{Yrr} = D_k - F_{Yrl} \quad \dots (72).$$

**[0066]** Während das Fahrzeug eine Rechtskurve beschreibt, ist  $D_k < 0$ ,  $F_{Yrl} < 0$  und  $F_{Yrr} < 0$ . Wenn der vorstehende Ausdruck (67) erfüllt ist, ist der Nenner in der vorstehenden Gleichung (66) negativ. Daher muss das Zeichen "±" in Gleichung (66) positiv, "+", sein, um  $F_{Yrr} < 0$  zu erfüllen. Demgemäß erhält man die Querkraft des Reifens des rechten Hinterrads  $F_{Yrr}$  nach der nachstehenden Gleichung (73) und die Querkraft des Reifens des linken Hinterrads  $F_{Yrl}$  nach der nachstehenden Gleichung (74):

$$F_{Yrr} = \frac{D_k + \sqrt{\left(\frac{F_{Zrl}}{F_{Zrr}}\right)^2 (D_k^2 + F_{Xrl}^2 + F_{Xrr}^2) - F_{Xrl}^2 - \left(\frac{F_{Zrl}}{F_{Zrr}}\right)^4 F_{Xrr}^2}}{1 - \left(\frac{F_{Zrl}}{F_{Zrr}}\right)^2} \quad \dots (73)$$

$$F_{Yrl} = D_k - F_{Yrr} \quad \dots (74)$$

[0067] Wenn der vorstehende Ausdruck (70) erfüllt ist, ist der Nenner in der vorstehenden Gleichung (65) negativ. Daher muss das Zeichen "±" in Gleichung (65) positiv, "+" sein, um  $F_{Yrl} < 0$  zu erfüllen. Demgemäß erhält man die Querkraft des Reifens des linken Hinterrads  $F_{Yrl}$  nach der folgenden Gleichung (75) und die Querkraft des Reifens des rechten Hinterrads  $F_{Yrr}$  nach der nachstehenden Gleichung (76):

$$F_{Yrl} = \frac{D_k + \sqrt{\left(\frac{F_{Zrr}}{F_{Zrl}}\right)^2 (D_k^2 + F_{Xrl}^2 + F_{Xrr}^2) - F_{Xrr}^2 - \left(\frac{F_{Zrr}}{F_{Zrl}}\right)^4 F_{Xrl}^2}}{1 - \left(\frac{F_{Zrr}}{F_{Zrl}}\right)^2} \quad \dots (75)$$

$$F_{Yrr} = D_k - F_{Yrl} \quad \dots (76)$$

## 5. Reaktionskraft der Straße auf die Reifen

[0068] Berechnet man die Reaktionskraft der Straße auf die Reifen, erhält man die Reaktionskraft der Straße auf den Reifen jedes Rads  $F_{Yi}$ , ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) als die resultierende Kraft der Längskraft  $F_{Xi}$  und Querkraft  $F_{Yi}$  (das heißt der resultierenden Reaktionskraft der Straße) nach den folgenden Gleichungen (77) bis (80):

$$F_{XYfl} = \sqrt{F_{Xfl}^2 + F_{Yfl}^2} \quad \dots (77)$$

$$F_{XYfr} = \sqrt{F_{Xfr}^2 + F_{Yfr}^2} \quad \dots (78)$$

$$F_{XYrl} = \sqrt{F_{Xrl}^2 + F_{Yrl}^2} \quad \dots (79)$$

$$F_{XYrr} = \sqrt{F_{Xrr}^2 + F_{Yrr}^2} \quad \dots (80)$$

## 6. Reifenmodell (Teil 1)

[0069] Nach dem "Bürstenreifenmodell" (den Gleichungen bezüglich des Antriebs in dem vorstehenden Abschnitt 2), das in "Vehicle Dynamics and Control" (Masato ABE, Sankaido) beschrieben ist, werden ein Schlupfverhältnis  $S$  und ein zusammengesetztes Schlupfverhältnis  $\lambda$  jeweils durch die nachstehenden Gleichungen (81) und (82) für einen ersten Teil eines Reifenmodells unter der Voraussetzung beschrieben, dass  $V_B$  eine Fahrzeuggeschwindigkeit ist,  $\beta$  ein Querschlupfwinkel des Reifens ist,  $K_\beta$  die Querstarrheit des Reifens ist,  $K_S$  die Längsstarrheit des Reifens ist,  $\mu_{max}$  der maximale Straßenreibungskoeffizient ist, und  $F_Z$  die vertikale Belastung des Reifens ist. Zudem wird  $\xi$  durch die nachstehende Gleichung (83) definiert:

$$S = \frac{VB - VW}{VW} \quad \dots (81)$$

$$\lambda = \sqrt{S^2 + (1+S)^2 \left( \frac{K_\beta}{K_s} \right)^2 \tan^2 \beta} \quad \dots (82)$$

$$\xi = 1 - \frac{K_s}{3\mu_{\max} F_z} \lambda \quad \dots (83)$$

[0070] Man bemerke, dass das zusammengesetzte Schlupfverhältnis  $\lambda$  ein Schlupfverhältnis in der Richtung entlang der Reaktionskraft  $F_{X\gamma}$  der Straße auf den Reifen ist. Im Allgemeinen ist die Beziehung zwischen dem Reibungskoeffizienten  $\mu$  zwischen dem Reifen und der Straße und dem zusammengesetzten Schlupfverhältnis  $\lambda$  wie in Fig. 3A gezeigt. Nach dem Reifenmodell ist jedoch die Beziehung zwischen dem Reibungskoeffizienten  $\mu$  und dem zusammengesetzten Schlupfverhältnis  $\lambda$  wie in Fig. 3B gezeigt, und der maximale Straßenreibungskoeffizient  $\mu_{\max}$  ist wie in Fig. 3B gezeigt definiert.

[0071] Wenn  $\xi > 0$  ist, ist die Längskraft  $F_x$  und die Querkraft  $F_y$  des Reifens jeweils durch die nachstehenden Gleichungen (84) und (85) gegeben. Vorausgesetzt, dass die Reaktionskraft der Straße auf den Reifen in Bezug auf die Längsrichtung des Reifens in einem Winkel  $\theta$  wirkt:

$$F_x = -K_s S \xi^2 - 6\mu_{\max} F_z \cos \theta \left( \frac{1}{6} - \frac{1}{2} \xi^2 + \frac{1}{3} \xi^3 \right) \quad \dots (84)$$

$$F_y = -K_\beta (1+S) \tan \beta \cdot \xi^2 - 6\mu_{\max} F_z \sin \theta \left( \frac{1}{6} - \frac{1}{2} \xi^2 + \frac{1}{3} \xi^3 \right) \quad \dots (85)$$

[0072] Ist  $\xi \leq 0$ , erhält man die Längskraft  $F_x$  und die Querkraft  $F_y$  des Reifens jeweils nach den nachstehenden Gleichungen (86) und (87), wobei  $\cos \theta$  und  $\sin \theta$  jeweils durch die nachstehenden Gleichungen (88) und (89) gegeben sind:

$$F_x = -\mu_{\max} F_z \cos \theta \quad \dots (86)$$

$$F_y = -\mu_{\max} F_z \sin \theta \quad \dots (87)$$

$$\cos \theta = \frac{S}{\lambda} \quad \dots (88)$$

$$\sin \theta = \frac{K_\beta \tan \beta \cdot (1+S)}{K_s \lambda} \quad \dots (89)$$

[0073] Die vorstehende Beschreibung stammt aus der vorstehend genannten Veröffentlichung. Die vorstehenden Gleichungen (84) und (85) können jeweils als die nachstehenden Gleichungen (90) und (91) umgeschrieben werden:

$$F_X = -K_s S \xi^2 - 6\mu_{\max} F_Z \cos \theta \left( \frac{1}{6} - \frac{1}{2} \xi^2 + \frac{1}{3} \xi^3 \right)$$

$$= -K_s S \left\{ \xi^2 + \frac{6\mu_{\max} F_Z}{K_s \lambda} \left( \frac{1}{6} - \frac{1}{2} \xi^2 + \frac{1}{3} \xi^3 \right) \right\} \quad \dots (90)$$

$$F_Y = -K_\beta (1 + S) \tan \beta \cdot \xi^2 - 6\mu_{\max} F_Z \sin \theta \left( \frac{1}{6} - \frac{1}{2} \xi^2 + \frac{1}{3} \xi^3 \right)$$

$$= -K_\beta (1 + S) \tan \beta \left\{ \xi^2 + \frac{6\mu_{\max} F_Z}{K_s \lambda} \left( \frac{1}{6} - \frac{1}{2} \xi^2 + \frac{1}{3} \xi^3 \right) \right\} \quad \dots (91).$$

[0074] Entsprechend kann die Reaktionskraft der Straße auf den Reifen  $F_{XY}$  nach der folgenden Gleichung (93) auf der Grundlage der nachstehenden quadratischen Gleichung (92) bestimmt werden:

$$F_{XY}^2 = F_X^2 + F_Y^2$$

$$= \left\{ K_s^2 S^2 + K_\beta^2 (1 + S)^2 \tan^2 \beta \right\} \left\{ \xi^2 + \frac{6\mu_{\max} F_Z}{K_s \lambda} \left( \frac{1}{6} - \frac{1}{2} \xi^2 + \frac{1}{3} \xi^3 \right) \right\}^2$$

$$= K_s^2 \lambda^2 \left\{ \xi^2 + \frac{6\mu_{\max} F_Z}{K_s \lambda} \left( \frac{1}{6} - \frac{1}{2} \xi^2 + \frac{1}{3} \xi^3 \right) \right\}^2 \quad \dots (92)$$

$$F_{XY} = K_s \lambda \left\{ \xi^2 + \frac{6\mu_{\max} F_Z}{K_s \lambda} \left( \frac{1}{6} - \frac{1}{2} \xi^2 + \frac{1}{3} \xi^3 \right) \right\} \quad \dots (93).$$

[0075] Gleichung (93) und die Gleichungen (90), (91) führen zu den nachstehenden Gleichungen (94) und (95). Die Längskraft  $F_X$  und die Querkraft  $F_Y$  des Reifens kann daher aus diesen Gleichungen bestimmt werden:

$$F_X = -\frac{K_s S}{K_s \lambda} F_{XY}$$

$$= -\frac{S}{\lambda} F_{XY} \quad \dots (94)$$

$$F_Y = -\frac{K_\beta (1 + S) \tan \beta}{K_s \lambda} F_{XY}$$

$$= -\frac{K_\beta}{K_s} \tan \beta \cdot \frac{1 + S}{\lambda} F_{XY} \quad \dots (95).$$

[0076] Aus der vorstehenden Gleichung (83) ist das zusammengesetzte Schlupfverhältnis  $\lambda$  durch die nachstehende Gleichung (96) gegeben. Durch Einsetzen des zusammengesetzten Schlupfverhältnisses  $\lambda$  für die vorstehende Gleichung (93) erhält man die Reaktionskraft der Straße auf den Reifen  $F_{XY}$  als die folgende Gleichung (97):

$$\lambda = (1 - \xi) \frac{3\mu_{\max} F_Z}{K_S} \quad \dots \quad (96)$$

5

$$\begin{aligned} F_{XY} &= (1 - \xi) 3\mu_{\max} F_Z \left\{ \xi^2 + \frac{6\mu_{\max} F_Z}{K_S (1 - \xi) \frac{3\mu_{\max} F_Z}{K_S}} \left( \frac{1}{6} - \frac{1}{2} \xi^2 + \frac{1}{3} \xi^3 \right) \right\} \\ &= (1 - \xi) 3\mu_{\max} F_Z \left\{ \xi^2 + \frac{2}{(1 - \xi)} \left( \frac{1}{6} - \frac{1}{2} \xi^2 + \frac{1}{3} \xi^3 \right) \right\} \\ &= \mu_{\max} F_Z (1 - \xi^3) \quad \dots \quad (97) . \end{aligned}$$

[0077] Man erhält die nachstehende Gleichung (98) aus den vorstehenden Gleichungen (94) und (95) und die nachstehende Gleichung (99) aus der vorstehenden Gleichung (97):

20

$$F_Y = \frac{1 + S}{S} \frac{K_\beta}{K_S} \tan \beta \cdot F_X \quad \dots \quad (98)$$

25

$$\begin{aligned} \frac{\partial F_{XY}}{\partial \lambda} &= \frac{\partial F_{XY}}{\partial \xi} \frac{\partial \xi}{\partial \lambda} \\ &= -3\mu_{\max} F_Z \xi^2 \cdot -\frac{K_S}{3\mu_{\max} F_Z} \\ &= K_S \xi^2 \quad \dots \quad (99) . \end{aligned}$$

30

[0078] Fig. 4 zeigt einen kritischen Reibungskreis **108** eines Reifens **106**. Der Pfeil **110** zeigt die Bewegungsrichtung des Reifens an. Die Punkte A und C zeigen jeweils Schnittpunkte des kritischen Reibungskreises **108** mit den Linien **114**, **116** an. Die Linie **114** erstreckt sich in der Längsrichtung des Reifens, die Linie **116** erstreckt sich in der Querrichtung des Reifens, und beide Linien **114**, **116** gehen durch einen Bodenkontaktpunkt **112** des Reifens. Punkt E zeigt einen Schnittpunkt der Bewegungsrichtung **110** des Reifens mit dem kritischen Reibungskreis **108** an. Die Punkte B und D zeigen jeweils die Punkte auf einem perfekten Kreis **118** an, die von den Punkten auf dem kritischen Reibungskreis **108** am nächsten am Punkt C liegen.

40

[0079] Wenn  $\xi > 0$  ist, geben die vorstehenden Gleichungen (94), (95), (97), (98) und (99) jeweils die Werte in dem Fall wieder, in dem die Spitze des Vektors der Reaktionskraft der Straße auf den Reifen  $F_{XY}$  zwischen den Punkten B und D auf dem kritischen Reibungskreis **108** liegt.

45

[0080] Ist  $\xi \leq 0$ , ist die Reaktionskraft der Straße auf den Reifen  $F_{XY}$  durch die folgende Gleichung (100) gegeben, die auf den vorstehenden Gleichungen (84) und (85) basiert. Die Längskraft des Reifens  $F_X$  ist durch die nachstehende Gleichung (101) auf der Grundlage der vorstehenden Gleichungen (86) und (88) gegeben. Die Querkraft des Reifens  $F_Y$  ist durch die folgende Gleichung (102) auf der Grundlage der vorstehenden Gleichungen (87) und (89) gegeben:

50

$$F_{XY} = \mu_{\max} F_Z \quad \dots \quad (100)$$

55

$$F_X = -\frac{S}{\lambda} F_{XY} \quad \dots \quad (101)$$

60

$$F_Y = -\frac{K_\beta}{K_S} \tan \beta \cdot \frac{1 + S}{\lambda} F_{XY} \quad \dots \quad (102) .$$

[0081] Die nachstehende Gleichung (103) erhält man aus den vorstehenden Gleichungen (101) und (102), und die nachstehende Gleichung (104) erhält man ebenso:

65

$$F_Y = \frac{1 + S}{S} \frac{K_\beta}{K_S} \tan \beta \cdot F_X \quad \dots \quad (103)$$



$$\frac{\partial F_{XY}}{\partial \lambda} = 0 \quad \dots \quad (104) .$$

[0082] Die vorstehenden Gleichungen (100) bis (104) für  $\xi \leq 0$  geben jeweils die Werte in dem Falle wieder, in dem die Spitze des Vektors der Reaktionskraft der Straße auf den Reifen  $F_{XY}$  zwischen den Punkten A und B oder zwischen den Punkten D und E auf dem kritischen Reibungskreis **108** liegt.

[0083] Man bemerke, dass man aus den vorstehenden Gleichungen (99) und (104) erkennen kann, dass man  $\delta F_{XY}/\delta \lambda$  durch Erhalten des maximalen Straßenreibungskoeffizienten  $\mu_{\max}$  (siehe den nachstehenden Abschnitt 11, Berechnung des maximalen Straßenreibungskoeffizienten jedes Rads), der vertikalen Belastung  $F_Z$  (siehe den vorstehenden Abschnitt 2), das Schlupfverhältnis  $S$  (siehe den nachstehenden Abschnitt 10, Berechnung der geschätzten Fahrzeuggeschwindigkeit und des Schlupfverhältnisses jedes Rads), des Querschlupfwinkels  $\beta$  des Reifens (siehe den nachstehenden Abschnitt 8, Berechnung des Querschlupfwinkels des Reifens jedes Rads), der Längsstarrheit  $K_S$  und der Querstarrheit  $K_\beta$  des Reifens (siehe den nachstehenden Abschnitt 7, Berechnen der Reifenstarrheit) erhält.

## 7. Berechnung der Reifenstarrheit

[0084] Die Längsstarrheit  $K_S$  und Querstarrheit  $K_\beta$  des Reifens sind Funktionen der Reaktionskraft der Straße auf den Reifen  $F_{XY}$  und der vertikalen Belastung  $F_Z$ . Hier wird angenommen, dass  $K_S$  und  $K_\beta$  jeweils durch die nachstehenden Gleichungen (105) und (106) unter der Voraussetzung gegeben sind, dass  $K_{XYS}$  und  $K_{XY\beta}$  Koeffizienten der Reaktionskraft der Straße  $F_{XY}$  sind, und  $K_{ZS}$  und  $K_{Z\beta}$  Koeffizienten der vertikalen Belastung  $F_Z$  sind. Man bemerke, dass diese Annahmen nicht gegen die Tatsachen verstößt.

$$K_S = K_{XYS} \cdot F_{XY} + K_{ZS} \cdot F_Z \quad (105)$$

$$K_\beta = K_{XY\beta} \cdot F_{XY} + K_{Z\beta} \cdot F_Z \quad (106)$$

## 8. Berechnung des Querschlupfwinkels des Reifens jedes Rads

[0085] Es wird hier angenommen, dass der Querschlupfwinkel des linken Rads gleich dem des rechten Rads ist. Auf der Grundlage der abgeschätzten Fahrzeuggeschwindigkeit  $V_B$  im nachstehenden Abschnitt 10, des Querschlupfwinkels  $\beta_B$  des Fahrzeugs und des Lenkwinkels  $\delta$  kann man die Querschlupfwinkel  $\beta_{fl}$ ,  $\beta_{fr}$  der linken und rechten Vorderräder (der Querschlupfwinkel  $\beta_r$  der Vorderräder) ebenso wie die Querschlupfwinkel  $\beta_{fl}$ ,  $\beta_{rr}$  der linken und rechten Hinterräder (der Querschlupfwinkel  $\beta_r$  der Hinterräder) jeweils durch die nachstehenden Gleichungen (107) und (108) erhalten (siehe Fig. 5):

$$\begin{aligned} \beta_{fl} = \beta_{fr} = \beta_r &= \arctan \frac{V_B \tan \beta_B + L_r \gamma}{V_B} - \delta \\ &= \arctan \left( \tan \beta_B + \frac{L_r \gamma}{V_B} \right) - \delta \quad \dots \quad (107) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \beta_{rl} = \beta_{rr} = \beta_r &= \arctan \frac{V_B \tan \beta_B - L_r \gamma}{V_B} \\ &= \arctan \left( \tan \beta_B - \frac{L_r \gamma}{V_B} \right) \quad \dots \quad (108) . \end{aligned}$$

[0086] Man bemerke, dass der Querschlupfwinkel  $\beta_B$  des Fahrzeugs durch ein beliebiges dem Fachmann bekanntes Verfahren berechnet werden kann. Beispielsweise wird eine Abweichung der Querbeschleunigung als eine Abweichung  $G_Y/V\gamma$  der Querbeschleunigung  $G_Y$  vom Produkt  $V\gamma$  der Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  mit der Gierrate  $\gamma$ , das heißt die Querschlupfbeschleunigung  $V_{Yd}$  des Fahrzeugs berechnet. Die Querschlupfgeschwindigkeit  $V_Y$  des Fahrzeugs kann durch Integrieren der Querschlupfbeschleunigung  $V_{Yd}$  als ein Verhältnis der Querschlupfgeschwindigkeit  $V_Y$  zur Längsgeschwindigkeit  $V_X$  des Fahrzeugs (gleich Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$ ), das heißt, als ein Verhältnis  $V_Y/V_X$  berechnet werden.

## 9. Berechnung der korrigierten Radgeschwindigkeit

[0087] Die Radgeschwindigkeit  $VW_i$  jedes Rads wird im Schwerpunkt **104** des Fahrzeugs in die Längsgeschwindigkeit umgewandelt (hier im Folgenden als "korrigierte Fahrzeuggeschwindigkeit  $SVW_i$ " ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) bezeichnet).

[0088] Wie beispielsweise in Fig. 6 gezeigt erhält man die folgenden Gleichungen (109) und (110) für das linke Vorderrad:

$$\frac{VW_n}{\cos \beta_r} \cos(\delta + \beta_r) = SVW_n - \frac{Tr}{2} \gamma \quad \dots (109)$$

$$\frac{VW_n}{\cos \beta_r} \sin(\delta + \beta_r) = SVW_n \tan \beta_B + L_r \gamma \quad \dots (110)$$

- 10 **[0089]** Auf der Grundlage der vorstehenden Gleichungen (109) und (110) erhält man jeweils die korrigierten Radgeschwindigkeiten  $SVW_{fl}$ ,  $SVW_{fr}$  der linken und rechten Vorderräder aus den nachstehenden Gleichungen (111) und (112):

$$SVW_{fl} = \frac{-\left(-\frac{Tr}{2} + L_r \tan \beta_B\right) \gamma + \sqrt{\left(1 + \tan^2 \beta_B\right) \left(\frac{VW_{fl}}{\cos \beta_r}\right)^2 - \left(L_r + \frac{Tr}{2} \tan \beta_B\right)^2 \gamma^2}}{1 + \tan^2 \beta_B} \quad \dots (111)$$

$$SVW_{fr} = \frac{-\left(-\frac{Tr}{2} + L_r \tan \beta_B\right) \gamma + \sqrt{\left(1 + \tan^2 \beta_B\right) \left(\frac{VW_{fr}}{\cos \beta_r}\right)^2 - \left(L_r - \frac{Tr}{2} \tan \beta_B\right)^2 \gamma^2}}{1 + \tan^2 \beta_B} \quad \dots (112)$$

- 30 **[0090]** Die korrigierten Radgeschwindigkeiten  $SVW_{rl}$ ,  $SVW_{rr}$  der linken und rechten Hinterräder erhält man jeweils durch die nachstehenden Gleichungen (113) und (114):

$$SVW_{rl} = VW_{rl} + \frac{Tr}{2} \gamma \quad \dots (113)$$

$$SVW_{rr} = VW_{rr} - \frac{Tr}{2} \gamma \quad \dots (114)$$

#### 10. Berechnung der abgeschätzten Fahrzeuggeschwindigkeit und des Schlupfverhältnisses jedes Rads

##### (1) Referenzschlupfverhältnis SK

- [0091]** Das Schlupfverhältnis zur Berechnung der geschätzten Fahrzeuggeschwindigkeit VB (im Folgenden als "Referenzschlupfverhältnis SK" bezeichnet) ist wie folgt definiert:

- [0092]** Wenn  $|F_X|$  groß ist und  $|F_Y|$  groß ist:

- 50 Das Referenzschlupfverhältnis SK ist durch die nachstehende Gleichung (115) auf der Grundlage der vorstehenden Gleichungen (98) und (103) des Reifenmodells gegeben:

$$SK = \frac{\frac{K_\beta}{K_s} \tan \beta}{\frac{F_Y}{F_X} - \frac{K_\beta}{K_s} \tan \beta} \quad \dots (115)$$

- 60 **[0093]** Wenn  $|F_X|$  groß ist und  $|F_Y|$  klein ist:

- Aus der vorstehenden Gleichung (82) des Reifenmodells (wobei  $\beta = 0$  ist) ergibt sich das Referenzschlupfverhältnis SK durch die nachstehende Gleichung (120) auf der Grundlage der nachstehenden Gleichungen (116) bis (119):

$$\lambda = |S| \quad \dots \quad (116)$$

$$\xi = 1 - \frac{K_s}{3\mu_{\max} F} |S| \quad \dots \quad (117)$$

$$F_{XY} = \mu_{\max} F_z (1 - \xi^3) \quad \dots \quad (118)$$

$$|F_X| = F_{XY} \quad \dots \quad (119)$$

$$|SK| = \left( 1 - \sqrt[3]{1 - \frac{|F_X|}{\mu_{\max} F_z}} \right) \frac{3\mu_{\max} F_z}{K_s} \quad \dots \quad (120)$$

**[0094]** Wenn  $|F_X|$  klein ist:

In diesem Fall ist das Referenzschlupfverhältnis SK null. Das Referenzschlupfverhältnis SK ergibt sich daher aus der nachstehenden Gleichung (121):

$$SK = 0 \quad (121).$$

**[0095]** Entsprechend wird das Referenzschlupfverhältnis SK (das Referenzschlupfverhältnis  $SK_i$  jedes Rads ( $i = fl, fr, rl, rr$ )) durch Einsetzen der Längskraft  $F_X$  und Ähnlicher in die in den vorstehenden Abschnitten 2 bis 5, 7 und 8 und dem nachstehenden Abschnitt 11 berechneten Werte berechnet.

## (2) Geschätzte Fahrzeuggeschwindigkeit

**[0096]** Auf der Grundlage des größten Werts unter den korrigierten Radgeschwindigkeiten  $SVW_i$ , die im vorstehenden Abschnitt 9 berechnet werden, und dem Referenzschlupf  $SK_i$  dieses Rads wird die abgeschätzte Fahrzeuggeschwindigkeit VB nach der nachstehenden Gleichung (122) berechnet. Der Grund dafür, dass der größte Wert unter den korrigierten Radgeschwindigkeiten  $SVW_i$  genutzt wird, ist, dass dieser Wert der tatsächlichen Fahrzeuggeschwindigkeit am nächsten kommt.

$$VB = SVW_i(1 + SK_i) \quad (122)$$

## (3) Schlupfverhältnis jedes Rads

**[0097]** Das Schlupfverhältnis  $S_i$  jedes Rads ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) wird nach den nachstehenden Gleichungen (123) bis (126) auf der Grundlage der abgeschätzten Fahrzeuggeschwindigkeit VB und des Referenzschlupfverhältnisses  $SK_i$  jedes Rads berechnet:

$$S_{fl} = \frac{VB - SVW_{fl}}{SVW_{fl}} \quad \dots \quad (123)$$

$$S_{fr} = \frac{VB - SVW_{fr}}{SVW_{fr}} \quad \dots \quad (124)$$

$$S_{rl} = \frac{VB - SVW_{rl}}{SVW_{rl}} \quad \dots \quad (125)$$

$$S_{rr} = \frac{VB - SVW_{rr}}{SVW_{rr}} \quad \dots \quad (126)$$

## 11. Berechnung des maximalen Straßenreibungskoeffizienten für jedes Rad

[0098] Auf der Grundlage der vertikalen Belastung  $F_z$  im vorstehenden Abschnitt 2, der Reaktionskraft der Straße auf den Reifen  $F_{xy}$  im vorstehenden Abschnitt 5, und den vorstehenden Gleichungen (99) und (104) des Reifenmodells ist der maximale Straßenreibungskoeffizient  $\mu_{\max}$  durch nachstehende Gleichung (127) gegeben. Man bemerke, dass in der Gleichung (127)  $\Delta\mu$  eine positive Konstante ist, und  $(\partial F_{xy}/\partial \lambda)_{\lambda=0}$  der Wert  $(\partial F_{xy}/\partial \lambda)$  ist, wenn  $\lambda = 0$  ist.

$$\begin{aligned} \mu_{\max} &= \frac{F_{xy}}{F_z} + \Delta\mu \frac{\frac{1}{F_z} \frac{\partial F_{xy}}{\partial \lambda}}{\frac{1}{F_z} \left( \frac{\partial F_{xy}}{\partial \lambda} \right)_{\lambda=0}} \\ &= \frac{F_{xy}}{F_z} + \Delta\mu \frac{\frac{\partial F_{xy}}{\partial \lambda}}{\left( \frac{\partial F_{xy}}{\partial \lambda} \right)_{\lambda=0}} \quad \dots \quad (127) \end{aligned}$$

[0099] Wie in Fig. 7 gezeigt, ist  $(1/F_z)(\partial F_{xy}/\partial \lambda)_{\lambda=0}$  eine Steigung der  $\mu$ - $\lambda$ -Kurve am Ursprung.  $(1/F_z)(\partial F_{xy}/\partial \lambda)$  ist eine Steigung der  $\mu$ - $\lambda$ -Kurve für einen bestimmten Wert  $\lambda$  (beispielsweise  $\lambda_1$ ). Wie in Fig. 3B gezeigt, fällt die Steigung der  $\mu$ - $\lambda$ -Kurve allmählich, wenn das zusammengesetzte Schlupfverhältnis  $\lambda$  steigt. Im Gebiet des maximalen Straßenreibungskoeffizienten  $\mu_{\max}$  ist die Steigung der  $\mu$ - $\lambda$ -Kurve unabhängig vom zusammengesetzten Schlupfverhältnis  $\lambda$  null.

[0100] Entsprechend fällt unter der Voraussetzung, dass der Minimalwert des zusammengesetzten Schlupfverhältnisses  $\lambda$  im Bereich des maximalen Straßenreibungskoeffizienten  $\mu_{\max}$   $\lambda_e$  ist, das Verhältnis zwischen den Steigungen der  $\mu$ - $\lambda$ -Kurve im zweiten Teil der vorstehenden Gleichung (127) im Bereich von  $\lambda < \lambda_e$  allmählich, während das zusammengesetzte Schlupfverhältnis  $\lambda$  steigt. Im Bereich von  $\lambda \geq \lambda_e$  ist dieses Verhältnis null. Nach der vorstehenden Gleichung (127) wird der maximale Reibungskoeffizient  $\mu_{\max}$  im Bereich von  $\lambda \leq \lambda_e$  als ein Wert abgeschätzt, der um den Wert des Produkts von  $\Delta\mu$  und des vorstehend erwähnten Verhältnisses zwischen den Steigungen höher ist als der Wert  $F_{xy}/F_z$ . Im Bereich von  $\lambda \geq \lambda_e$  wird der maximale Reibungskoeffizient  $\mu_{\max}$  als ein wahrer maximaler Reibungskoeffizient abgeschätzt.

[0101] Beispielsweise wird, wie in Fig. 8 gezeigt, hier angenommen, dass der wahre maximale Reibungskoeffizient  $\mu_{\text{true}}$  ist, und dass der Wert  $F_{xy}/F_z$  dem Punkt A1 entspricht, wenn der Wert  $\lambda = \lambda_1$  ist ( $\lambda_1 \leq \lambda_e$ ). In diesem Fall wird der maximale Reibungskoeffizient  $\mu_{\max}$  als ein Wert abgeschätzt, der dem Punkt A2 entspricht, wodurch die  $\mu$ - $\lambda$ -Kurve als Kurve A abgeschätzt wird. Dagegen wird unter der Voraussetzung, dass der Wert  $F_{xy}/F_z$  dem Punkt B1 entspricht, wenn  $\lambda = \lambda_2$  ( $\lambda_2 \geq \lambda_e$ ) ist, der maximale Reibungskoeffizient  $\mu_{\max}$  als ein Wert abgeschätzt, der dem Punkt B2, dem gleichen Punkt wie dem Punkt B1 entspricht, ist, wodurch die  $\mu$ - $\lambda$ -Kurve als Kurve B abgeschätzt wird.

[0102] Wie man aus Fig. 8 erkennen kann, ist der Abschätzungsfehler für den maximalen Reibungskoeffizienten  $\mu_{\max}$  höher, wenn  $\lambda$  klein ist. Wenn die Konstante  $\Delta\mu$  auf einen kleinen Wert gesetzt wird, wird der maximale Reibungskoeffizient  $\mu_{\max}$  als ein Wert abgeschätzt, der kleiner als der wahre maximale Reibungskoeffizient  $\mu_{\text{true}}$  ist. Dagegen wird der maximale Reibungskoeffizient  $\mu_{\max}$  als ein Wert abgeschätzt, der größer ist als der wahre maximale Reibungskoeffizient  $\mu_{\text{true}}$ , wenn die Konstante  $\Delta\mu$  auf einen großen Wert festgelegt ist. Der Abschätzungsfehler des maximalen Reibungskoeffizienten verringert sich jedoch allmählich, wenn  $\lambda$  steigt. Im Bereich von  $\lambda \geq \lambda_e$  wird der maximale Reibungskoeffizient  $\mu_{\max}$  korrekt als der wahre maximale Reibungskoeffizient  $\mu_{\text{true}}$  abgeschätzt.

[0103] Man bemerke, dass gemäß der Gleichung (83) des Reifenmodells  $\xi$  gleich 1 ist, wenn das zusammengesetzte Schlupfverhältnis  $\lambda$  null ist. In diesem Fall erhält man die folgende Gleichung (128):

$$\left( \frac{\partial F_{xy}}{\partial \lambda} \right)_{\lambda=0} = K_s \quad \dots \quad (128)$$

[0104] Wie vorstehend in Abschnitt 6 beschrieben, benötigt man einen derzeitigen maximalen Reibungskoeffizienten  $\mu_{\max}$ , um  $\partial F_{xy}/\partial \lambda$  zu berechnen. Demgemäß wird  $\partial F_{xy}/\partial \lambda$  durch Nutzen des zuvor bestimmten Werts  $\mu_{\max(n-1)}$  als der maximale Reibungskoeffizient  $\mu_{\max}$  berechnet. Auf der Grundlage des kalkulierten Werts  $\partial F_{xy}/\partial \lambda$  wird der maximale Reibungskoeffizient  $\mu_{\max}$  gemäß der vorstehenden Gleichung (127) berechnet.

[0105] Im Folgenden wird eine ersten Ausführungsform der Erfindung mit Bezug auf die beigegefügte Zeichnung beschrieben.

[0106] Fig. 9 ist ein schematisches Strukturschaubild, das eine Vorrichtung zum Abschätzen eines maximalen Reibungskoeffizienten zeigt, die nach der ersten Ausführungsform der Erfindung auf ein hinterradgetriebenes Fahrzeug angewendet wird.

[0107] In Fig. 9 bezeichnet Bezugszeichen 10 einen Motor. Die Antriebskraft des Motors 10 wird über ein Automatikgetriebe 16, das einen Drehmomentwandler 12 und ein Getriebe 14 aufweist, an eine Antriebswelle 18 übertragen. Die Antriebskraft der Antriebswelle 18 wird durch ein Differenzial 20 an eine linke Hinterachse 22L und eine rechte Hinterachse 22R übertragen. Die linken und rechten Hinterräder 24RL und 24RR, die als Antriebsräder dienen, werden so gedreht.

[0108] Die linken und rechten Vorderräder 24FL und 24FR dienen sowohl als nichtangetriebene Räder als auch als lenkbare Räder. Obwohl dies in Fig. 9 nicht gezeigt ist, werden die Vorderräder 24FL und 24FR über eine Verbindungsstange durch eine kraftunterstützte Zahnstangenlenkvorrichtung gesteuert, die als Antwort auf das Drehen des Lenkrads

durch den Fahrer angetrieben wird.

[0109] Die Bremskräfte der linken und rechten Vorderräder 24FL, 24FR und der linken und rechten Hinterräder 24RL, 24RR werden durch Steuern des Bremsdrucks der zugehörigen Radzylinder 30FL, 30FR, 30RL, 30RR durch einen Hydraulikkreis 28 in einem Bremssystem 26 gesteuert. Obwohl dies nicht in Fig. 9 gezeigt ist, weist der Hydraulikkreis 28 einen Öltank, eine Ölpumpe, verschiedene Ventilverrichtungen und Ähnliches auf. Der Bremsdruck jedes Radzylinders wird normalerweise durch eine elektronische Steuereinheit (ECU) 36 in Übereinstimmung mit dem Druck in einem Geberzylinder 34 gesteuert, der als Antwort auf das Niederdrücken eines Bremspedals 32 durch den Fahrer angetrieben wird. Der Steuerdruck jedes Radzylinders wird durch die ECU 36 so gesteuert, dass das Verhalten des Fahrzeugs wie verlangt stabilisiert wird.

[0110] Die ECU 36 empfängt die folgenden Signale: ein Signal, das die Längsbeschleunigung  $G_X$  des Fahrzeugs anzeigt, die durch einen Längsbeschleunigungssensor 38 erfasst wird; ein Signal, das die Querbewegung  $G_Y$  des Fahrzeugs anzeigt, die durch einen Querbewegungssensor 40 erfasst wird; ein Signal, das eine Gierrate  $\gamma$  des Fahrzeugs anzeigt, die durch einen Gierratensensor 42 erfasst wird; ein Signal, das einen Lenkwinkel  $\delta$  anzeigt, der durch einen Lenkwinkelsensor 44 erfasst wird; ein Signal, das den Druck  $P_i$  ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) in den Radzylindern 30FL bis 30RR der linken und rechten Vorderräder und der linken und rechten Hinterräder anzeigt, das in den Drucksensoren 46FL bis 46RR erfasst wird; und ein Signal, das eine Radgeschwindigkeit  $VW_i$  ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) der linken und rechten Vorderräder und der linken und rechten Hinterräder anzeigt, das von den Radgeschwindigkeitssensoren 48FL bis 48RR erfasst wird.

[0111] Man bemerke, dass die ECU 36 derzeit eine CPU (Zentrale Verarbeitungseinheit), ein ROM (Nur-Lesespeicher), ein RAM (Speicher mit wahlfreiem Zugriff), und eine Ein-/Ausgabe(I/O)-Vorrichtung aufweist. Die ECU 36 kann durch einen Mikrocomputer mit bekanntem Aufbau, wobei diese Element durch einen bidirektionalen gemeinsamen Bus verbunden sind, und einen Antriebsschaltkreis gebildet werden.

[0112] Die ECU 36 speichert die Ablaufpläne nach Fig. 10 und 11. Die ECU 36 berechnet die folgenden Werte: Die Längskraft  $F_{X_i}$  und die Querkraft  $F_{Y_i}$  des Reifens jedes Rads wie nachstehend beschrieben ( $i = fl, fr, rl, rr$ ); die Reaktionskraft  $F_{X_{Y_i}}$  der Straße auf jedes Rad ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) auf der Grundlage der Längs- und Querkraften  $F_{X_i}$  und  $F_{Y_i}$  des Reifens; die vertikale Belastung  $F_{Z_i}$  jedes Rads ( $i = fl, fr, rl, rr$ ); und das Verhältnis der Veränderung der Reaktionskraft  $F_{X_{Y_i}}$  zur Veränderung des zusammengesetzten Schlupfverhältnisses  $\lambda$  für jedes Rad,  $\delta F_{X_{Y_i}}/\delta \lambda$ . Auf der Grundlage dieser Werte berechnet die ECU 36 den maximalen Reibungskoeffizienten  $\mu_{max}$  für jedes Rad.

[0113] Obwohl in der Zeichnung nicht gezeigt, berechnet die ECU 36 die Werte wie das Gierrmoment  $M_i$  um den Schwerpunkt des Fahrzeugs, das sich aus der Reaktionskraft  $F_{X_{Y_i}}$  der Straße ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) ergibt und bestimmt das Verhalten des Fahrzeugs auf der Grundlage des berechneten Gierrmoments  $M_i$  und ähnlicher Werte. Wenn das Fahrzeug in einem über- oder untersteuerten Zustand ist, steuert die ECU 36 den Bremsdruck auf ein vorherbestimmtes Rad, um eine verlangte Bremskraft auf das vorherbestimmte Rad auszuüben und dadurch das Verhalten des Fahrzeugs zu stabilisieren. Man bemerke, dass die Steuerung des Fahrzeugsverhalten auf der Grundlage des Gierrmoments  $M_i$  und ähnlicher kein Gegenstand der Erfindung ist, und daher die genaue Beschreibung ausgelassen wird.

[0114] Im Folgenden wird ein Programm zur Berechnung des maximalen Reibungskoeffizienten nach der ersten Ausführungsform unter Bezug auf die Ablaufpläne der Fig. 10 und 11 beschrieben. Man bemerke, dass die Steuerung nach den Ablaufplänen der Fig. 10 und 11 nach dem nicht gezeigten Schließen eines Zündschalters gestartet und in vorherbestimmten Zeitintervallen wiederholt wird.

[0115] Zunächst werden im Schritt S10 Signale wie ein Signal, das die Längsbeschleunigung  $G_X$  des Fahrzeugs, die vom Längsbeschleunigungssensor 38 erfasst wird, gelesen. Im Schritt S20 wird die Bremskraft  $B_i$  jedes Rads in Übereinstimmung mit den vorstehenden Gleichung (4) bis (7) auf der Grundlage des Bremsdrucks  $P_i$  berechnet.

[0116] Im Schritt S30 wird die Radbeschleunigung  $VW_d$  als ein Wert einer Ableitung der Radgeschwindigkeit  $VW_i$  nach der Zeit berechnet, und die Reifenlängskraft  $F_{X_i}$  jedes Rads wird in Übereinstimmung mit den vorstehenden Gleichungen (17) bis (20) auf der Grundlage der Radbeschleunigung  $VW_d$  und ähnlicher berechnet. Im Schritt S40 wird die Antriebskraft  $D$  des Fahrzeugs in Übereinstimmung mit der vorstehenden Gleichung (21) berechnet.

[0117] Im Schritt S50 wird beispielsweise auf der Grundlage des Vorzeichens der Gierrate  $\gamma$  des Fahrzeugs, die vom Gierratensensor 42 erfasst wird, bestimmt, ob das Fahrzeug eine Linkskurve fährt oder nicht. Ist die Antwort im Schritt S50 NEIN, geht das Programm zum Schritt S80 weiter. Ist die Antwort im Schritt S50 JA, geht das Programm zum Schritt S60 weiter. Man bemerke, dass die Bestimmung des Zustands des Kurvenfahrens des Fahrzeugs durch ein beliebiges bekanntes Verfahren durchgeführt werden kann.

[0118] Im Schritt S60 werden die Querkraften der Reifen der linken und rechten Vorderräder  $F_{Y_{fl}}$  und  $F_{Y_{fr}}$  jeweils in Übereinstimmung mit den vorstehenden Gleichungen (45) und (46) bzw. den Gleichungen (48) und (49) berechnet. Im Schritt S70 werden die Querkraften der linken und rechten Hinterräder  $F_{Y_{rl}}$  und  $F_{Y_{rr}}$  jeweils in Übereinstimmung mit den vorstehenden Gleichungen (68) und (69) bzw. den Gleichungen (71) und (72) berechnet.

[0119] Entsprechend werden im Schritt S80 die Querkraften der Reifen der linken und rechten Vorderräder  $F_{Y_{fl}}$  und  $F_{Y_{fr}}$  jeweils in Übereinstimmung mit den vorstehenden Gleichungen (50) und (51) bzw. den Gleichungen (52) und (53) berechnet. Im Schritt S90 werden die Querkraften der Reifen der linken und rechten Hinterräder  $F_{Y_{rl}}$  und  $F_{Y_{rr}}$  jeweils in Übereinstimmung mit den vorstehenden Gleichungen (73) und (74) bzw. den Gleichungen (75) und (76) berechnet.

[0120] Im Schritt S100 wird die Reaktionskraft der Straße auf jedes Rad  $F_{X_{Y_i}}$  in Übereinstimmung mit den vorstehenden Gleichungen (77) bis (80) auf der Grundlage der Längs- und Querkraften  $F_{X_i}$  und  $F_{Y_i}$  des Reifens jedes Rads berechnet. Im Schritt S110 wird die vertikale Belastung für jedes Rad  $F_{Z_i}$  in Übereinstimmung mit den vorstehenden Gleichungen (8) und (11) auf der Grundlage der Längsbeschleunigung  $G_X$  des Fahrzeugs und ähnlicher berechnet.

[0121] Im Schritt S120 wird das Verhältnis der Veränderung der Reaktionskraft der Straße  $F_{X_{Y_i}}$  auf die Veränderung des zusammengesetzten Schlupfverhältnisses  $\lambda$ , das heißt das Verhältnis  $\delta F_{X_{Y_i}}/\delta \lambda$ , für jedes Rad nach dem Programm der Fig. 11 berechnet. Im Schritt S150 wird der maximale Straßenreibungskoeffizient  $\mu_{max_i}$  für jedes Rad nach der vorstehenden Gleichung (127) berechnet. Das Programm geht dann zu Schritt S10 zurück.

[0122] Im Schritt S122 des Programms zum Berechnen des Verhältnisses  $\delta F_{X_{Y_i}}/\delta \lambda$  im Schritt S120 der Fig. 10 werden die Längsstarrheit  $K_S$  und die Querstarrheit  $K_B$  des Reifens für jedes Rad in Übereinstimmung mit den vorstehenden

Gleichungen (105) und (106) berechnet. Im Schritt S124 wird der Querschleppwinkel  $\beta_B$  des Fahrzeugs durch ein bekanntes Verfahren berechnet, und auf der Grundlage des berechneten Querschleppwinkels  $\beta_B$  wird der Querschleppwinkel  $\beta_i$  jedes Rads in Übereinstimmung mit den vorstehenden Gleichungen (107) und (108) berechnet.

[0123] Im Schritt S126 wird die korrigierte Fahrzeuggeschwindigkeit  $SVW_i$  für jedes Rad in Übereinstimmung mit den vorstehenden Gleichungen (111) bis (114) berechnet. Im Schritt S128 wird das Referenzschleppverhältnis  $SK_i$  für jedes Rad in Übereinstimmung mit der vorstehenden Gleichung (115) oder (120) berechnet. Im Schritt S130 wird die abgeschätzte Fahrzeuggeschwindigkeit  $VB$  in Übereinstimmung mit der vorstehenden Gleichung (122) auf der Grundlage des größten Werts unter den korrigierten Radgeschwindigkeiten  $SVW_i$  berechnet.

[0124] Im Schritt S132 wird das Schleppverhältnis  $S_i$  für jedes Rad in Übereinstimmung mit den vorstehenden Gleichungen (123) bis (126) auf der Grundlage der abgeschätzten Fahrzeuggeschwindigkeit  $VB$  und des Referenzschleppverhältnisses  $SK_i$  jedes Rads berechnet. Im Schritt S134 wird das zusammengesetzte Schleppverhältnis  $\lambda$  in Übereinstimmung mit der vorstehenden Gleichung (82) berechnet.

[0125] Im Schritt S136 wird bestimmt, ob das zusammengesetzte Schleppverhältnis  $\lambda$  gleich null ist oder nicht. Erhält man im Schritt S136 NEIN, geht das Programm zum Schritt S140 weiter. Erhält man im Schritt S136 JA, geht das Programm zum Schritt S138 weiter. Im Schritt S138 wird das Verhältnis  $\delta F_{XY}/\delta \lambda$  für  $\lambda = 0$  (das Verhältnis der Veränderung der Reaktionskraft der Straße,  $F_{XY}$ , zur Veränderung des zusammengesetzten Schleppverhältnisses  $\lambda$ ), das heißt das Verhältnis  $(\delta F_{XY}/\delta \lambda) \lambda = 0$  auf die vertikale Starrheit bzw. Längsstarrheit  $K_S$  des Reifens festgelegt. Das Programm geht dann zum Schritt S140 weiter.

[0126] Im Schritt S140 wird der Wert  $\xi$  in Übereinstimmung mit der vorstehenden Gleichung (83) auf der Grundlage des zuvor berechneten Werts des maximalen Reibungskoeffizienten  $\mu_{max}$  und ähnlicher berechnet. Im Schritt S142 wird bestimmt, ob der Wert  $\xi$  positiv ist oder nicht. Erhält man im Schritt S142 NEIN, geht das Programm zum Schritt S144 weiter, wo das Verhältnis  $\delta F_{XY}/\delta \lambda$  (das Verhältnis der Veränderung der Reaktionskraft der Straße,  $F_{XY}$ , auf die Veränderung des zusammengesetzten Schleppverhältnisses  $\lambda$ ) auf null gesetzt wird. Erhält man im Schritt S142 JA, geht der Vorgang zum Schritt S146 weiter, wo das Verhältnis  $\delta F_{XY}/\delta \lambda$  in Übereinstimmung mit der vorstehenden Gleichung (99) auf der Grundlage des vorher berechneten Werts des maximalen Reibungskoeffizienten  $\mu_{max}$  und ähnlicher berechnet wird.

[0127] Obwohl dies nicht ausdrücklich in Fig. 11 gezeigt wird, werden die Schritte S134 bis S146 nacheinander für jedes Rad beispielsweise in der Reihenfolge von linkem Vorderrad, rechtem Vorderrad, linkem Hinterrad und rechtem Hinterrad durchgeführt. Entsprechend werden das zusammengesetzte Schleppverhältnis  $\lambda$  und ähnliche für jedes Rad berechnet.

[0128] Nach der ersten Ausführungsform wird die Bremskraft  $B_i$  für jedes Rad im Schritt S20 berechnet. Die Längskraft  $F_{Xi}$  des Reifens jedes Rads wird in Schritt S30 berechnet. Die Antriebskraft  $D$  des Fahrzeugs wird in Schritt S40 berechnet. Die Querkraft  $F_{Yi}$  des Reifens jedes Rads wird in den Schritten S50 bis S90 berechnet. Die Reaktionskraft der Straße auf jedes Rad  $F_{XYi}$  wird in Schritt S100 berechnet. Die vertikale Belastung  $F_{Zi}$  für jedes Rad wird im Schritt S110 berechnet.

[0129] Im Schritt S120 wird das Verhältnis  $\delta F_{XY}/\delta \lambda$  (das Verhältnis der Veränderung der Reaktionskraft der Straße,  $F_{XY}$ , zur Veränderung des zusammengesetzten Schleppverhältnisses  $\lambda$ ) für jedes Rad berechnet. Im Schritt S150 wird der maximale Straßenreibungskoeffizient  $\mu_{maxi}$  für jedes Rad gemäß der Gleichung (127) als die Summe des Verhältnisses  $F_{XYi}/F_{Zi}$  (des Verhältnisses der Reaktionskraft der Straße  $F_{XYi}$  zur vertikalen Belastung  $F_{Zi}$ ) und des Produkts eines vorherbestimmten Koeffizienten mit dem Verhältnis  $\delta F_{XY}/\delta \lambda$  berechnet.

[0130] Gemäß der ersten Ausführungsform nähert sich, wie vorstehend im Abschnitt 11 beschrieben, ein abgeschätzter maximaler Reibungskoeffizient allmählich dem tatsächlichen maximalen Reibungskoeffizienten an, wenn das zusammengesetzte Schleppverhältnis steigt. Entsprechend kann im Bereich des hohen zusammengesetzten Schleppverhältnisses der maximale Straßenreibungskoeffizient  $\mu_{maxi}$  für jedes Rad genau abgeschätzt werden.

[0131] Man bemerke, dass im Bereich des niedrigen zusammengesetzten Schleppverhältnisses der maximale Straßenreibungskoeffizient nicht genau bestimmt werden kann. Die Information über den maximalen Straßenreibungskoeffizienten wird jedoch im Allgemeinen benötigt, wenn eine Verhaltenssteuerung zum Stabilisieren eines verschlechterten Verhaltens des Fahrzeugs durchgeführt werden soll. Das zusammengesetzte Schleppverhältnis ist in einer solchen Situation hoch. Daher kann gemäß der ersten Ausführungsform der maximale Straßenreibungskoeffizient in der Situation genau bestimmt werden, in der Informationen über den maximalen Straßenreibungskoeffizienten benötigt wird. Dies ermöglicht eine genaue Verhaltenssteuerung. Zudem verursacht eine solche geringe Genauigkeit des maximalen Straßenreibungskoeffizienten im Bereich des kleinen zusammengesetzten Schleppverhältnisses keine übermäßigen Unannehmlichkeiten.

[0132] Gemäß der ersten Ausführungsform kann die Abschätzung durchgeführt werden, auch wenn die Räder nicht in einem vorherbestimmten Beschleunigungsschleppzustand sind. Daher kann der maximale Straßenreibungskoeffizient sehr viel häufiger genau abgeschätzt werden, als im Fall der vorstehend erwähnten herkömmlichen Abschätzungsvorrichtung. Der maximale Straßenreibungskoeffizient kann auch für die nicht angetriebenen Räder genau bestimmt werden.

[0133] Fig. 12 ist ein schematisches Strukturschaubild, das eine Vorrichtung zur Abschätzung eines maximalen Reibungskoeffizienten gemäß einer zweiten Ausführungsform der Erfindung zeigt, die auf ein vorderradgetriebenes Fahrzeug angewendet wird.

[0134] Fig. 13 ist ein Ablaufplan entsprechend Fig. 10, der ein Programm zum Abschätzen eines maximalen Reibungskoeffizienten gemäß der zweiten Ausführungsform zeigt. Man bemerke, dass die gleichen Teile in den Fig. 9 und 12 mit den gleichen Bezugszeichen und Namen bezeichnet werden, und die entsprechenden Schritt in den Fig. 10 und 13 mit den gleichen Schrittnummern bezeichnet werden.

[0135] In der zweiten Ausführungsform wird die Antriebskraft des Motors 10 über das Automatikgetriebe 16 und ein Differenzial 54 auf eine linke Vorderachse 56L und eine rechte Vorderachse 56R übertragen. Dadurch werden die linken und rechten Vorderräder 24FL und 24FR, die sowohl als gelenkte Räder als auch als Antriebsräder dienen, gedreht.

[0136] In der zweiten Ausführungsform wird die Längskraft  $F_{Xi}$  des Reifens jedes Rads im Schritt S30 in Übereinstimmung

mung mit den vorstehenden Gleichungen (26) bis (29) berechnet. Im Schritt S40 wird die Antriebskraft D des Fahrzeugs in Übereinstimmung mit der vorstehenden Gleichung (30) berechnet. Ansonsten wird der maximale Straßenreibungskoeffizient  $\mu_{\max}$  jedes Rads in gleicher Weise wie in der ersten Ausführungsform berechnet.

**[0137]** Gemäß der zweiten Ausführungsform kann der maximale Straßenreibungskoeffizient  $\mu_{\max i}$  für jedes Rad in dem Bereich des hohen zusammengesetzten Schlupfverhältnisses genau bestimmt werden, auch wenn das Fahrzeug ein vorderradgetriebenes Fahrzeug ist. Zudem kann, wie in der ersten Ausführungsform, der maximale Straßenreibungskoeffizient sehr viel häufiger als im Fall der vorstehend erwähnten herkömmlichen Abschätzungsvorrichtung genau abgeschätzt werden. Entsprechend kann der maximale Straßenreibungskoeffizient auch genau für die angetriebenen Räder abgeschätzt werden.

**[0138]** Insbesondere ist gemäß den gezeigten Ausführungsformen ein Koeffizient  $\Lambda \mu \cdot \{(\delta F_{XY}/\delta \lambda)\}_{\lambda=0}$  für das Verhältnis  $\delta F_{XY}/\delta \lambda$  (das Verhältnis der Veränderung der Reaktionskraft der Straße  $F_{XY}$  zur Veränderung des zusammengesetzten Schlupfverhältnisses  $\lambda$ ) umgekehrt proportional zum Verhältnis  $\delta F_{XY}/\delta \lambda$  für  $\lambda = 0$ , das heißt  $(\delta F_{XY}/\delta \lambda)_{\lambda=0}$ . Entsprechend kann der maximale Straßenreibungskoeffizient  $\mu_{\max i}$  für jedes Rad im Vergleich zu dem Fall, in dem dieser Koeffizient konstant ist, genauer abgeschätzt werden.

**[0139]** Derzeit bevorzugte Ausführungsformen der Erfindung wurden genau beschrieben. Die Erfindung ist jedoch nicht auf die vorstehenden Ausführungsformen beschränkt, und verschiedene andere Ausführungsformen sind möglich.

**[0140]** Beispielsweise wird die Erfindung in der ersten Ausführungsform auf ein heckgetriebenes Fahrzeug angewendet und in der zweiten Ausführungsform auf ein frontgetriebenes Fahrzeug angewendet. Die Erfindung kann jedoch auch auf ein vierradgetriebenes Fahrzeug angewendet werden. In diesem Fall werden die Längskräfte der Reifen der linken und rechten Vorderräder  $F_{Xfl}$  und  $F_{Xfr}$  und die Längskräfte der Reifen der linken und rechten Hinterräder  $F_{Xrl}$ ,  $F_{Xrr}$  jeweils in Übereinstimmung mit den nachstehenden Gleichungen (129) bis (132) auf der Grundlage des Antriebskraftverteilungsverhältnisses  $R_{df}$  für die Vorderräder und des Antriebskraftverteilungsverhältnisses  $R_{dr}$  für die Hinterräder von einer Vierradantriebssteuerung berechnet:

$$F_{Xfl} = B_{fl} + \frac{1}{2} D \cdot R_{df} - \frac{I_{wf} \cdot VWd_{fl}}{r^2} \quad \dots \quad (129)$$

$$F_{Xfr} = B_{fr} + \frac{1}{2} D \cdot R_{df} - \frac{I_{wf} \cdot VWd_{fr}}{r^2} \quad \dots \quad (130)$$

$$F_{Xrl} = B_{rl} + \frac{1}{2} D \cdot R_{dr} - \frac{I_{wf} \cdot VWd_{rl}}{r^2} \quad \dots \quad (131)$$

$$F_{Xrr} = B_{rr} + \frac{1}{2} D \cdot R_{dr} - \frac{I_{wf} \cdot VWd_{rr}}{r^2} \quad \dots \quad (132)$$

**[0141]** In den vorstehenden Ausführungsformen wird der Koeffizient  $\Lambda \mu \cdot \{(\delta F_{XY}/\delta \lambda)\}_{\lambda=0}$  für das Verhältnis  $\delta F_{XY}/\delta \lambda$  (das Verhältnis der Veränderung der Reaktionskraft der Straße,  $F_{XY}$ , zur Veränderung des zusammengesetzten Schlupfverhältnisses  $\lambda$ ) als ein Wert festgelegt, der umgekehrt proportional zu dem Verhältnis  $\delta F_{XY}/\delta \lambda$  für  $\lambda = 0$  ist, das heißt  $(\delta F_{XY}/\delta \lambda)_{\lambda=0}$ . Dieser Koeffizient kann jedoch auf einen festen Wert festgelegt werden.

**[0142]** In den vorstehenden Ausführungsformen werden die Längsstarrheit  $K_S$  und die Querstarrheit  $K_B$  des Reifens jeweils in Übereinstimmung mit den vorstehenden Gleichungen (105) und (106) berechnet. Diese Werte können jedoch durch ein anderes Verfahren berechnet werden. Die Längsstarrheit  $K_S$  und die Querstarrheit  $K_B$  des Reifens können als Konstanten festgelegt sein.

**[0143]** Wie aus der vorstehenden Beschreibung klar wird, kann der maximale Straßenreibungskoeffizient erfindungsgemäß unabhängig davon berechnet werden, ob das Rad in einem vorherbestimmten Antriebsschlupfzustand ist oder nicht. Zudem kann der maximale Straßenreibungskoeffizient sowohl für die angetriebenen Räder als auch für die nicht angetriebenen Räder berechnet werden. Weiterhin kann der maximale Straßenreibungskoeffizient im Bereich des hohen Schlupfverhältnisses genau berechnet werden.

**[0144]** In den gezeigten Ausführungsformen wird die Steuerung durch einen Allzweckrechner durchgeführt. Dem Fachmann ist bekannt, dass die Steuerung unter Nutzung eines einzelnen speziell angepasster integrierter Schaltkreises (zum Beispiel ASIC) mit einem Haupt- oder Zentralrechenabschnitt für eine Gesamtsteuerung auf Systemebene und separaten Abschnitten, die dazu bestimmt sind, verschiedene unterschiedliche spezielle Berechnungen, Funktionen und andere Vorgänge unter Steuerung des Zentralrechnerabschnitts durchzuführen, implementiert werden kann. Die Steuerung kann aus einer Vielzahl von separaten festprogrammierten oder programmierbaren integrierten oder anderen Elektronikschaltkreisen oder Vorrichtungen (beispielsweise festverdrahtete Elektronik oder Logikschaltkreise wie diskrete Elementeschaltkreise oder programmierbare Logikschaltkreise wie PLDs, PLAs, PALs oder ähnliche) bestehen. Die Steuerung kann geeignet zur Nutzung mit einem Allzweckrechner, beispielsweise einem Mikroprozessor, Mikrocontroller oder einer anderen Prozessorvorrichtung (CPU oder MPU), entweder alleine oder in Verbindung mit einer oder mehreren peripheren (beispielsweise integrierten Schaltkreisen) Daten- und Signalverarbeitungsvorrichtungen programmiert werden. Im Allgemeinen kann jede Vorrichtung oder Zusammenschaltung von Vorrichtungen mit einer finite-state-Maschine, die fähig ist, die vorstehend beschriebenen Abläufe zu implementieren, als Steuerung genutzt werden. Eine ver-

teilte Verarbeitungsarchitektur kann für eine maximale Fähigkeit zur Daten-/Signalverarbeitungsfähigkeit und -geschwindigkeit genutzt werden.

[0145] Die Erfindung wurde mit Bezug auf derzeit bevorzugte Ausführungsformen beschrieben, ist jedoch nicht auf diese bevorzugten Ausführungsformen oder Aufbauten beschränkt. Im Gegenteil ist die Erfindung dazu ausgelegt, verschiedene Abwandlungen und äquivalente Anordnungen abzudecken. Zusätzlich können, während verschiedene Elemente der bevorzugten Ausführungsformen in verschiedenen beispielhaften Kombinationen und Konfigurationen gezeigt werden, andere Kombinationen und Konfigurationen mit mehr, weniger oder nur einem einzelnen Element der Erfindung ebenfalls im durch die beigefügten Ansprüche definierten Umfang der Erfindung liegen.

[0146] Zusammengefasst bietet die Erfindung folgendes:

Eine Vorrichtung und ein Verfahren, um einen maximalen Straßenreibungskoeffizienten für jedes Rad zu bestimmen, unabhängig davon, ob das Rad in einem vorherbestimmten Antriebsschlupfzustand ist, und ob das Rad ein angetriebenes Rad ist. Die Bremskraft  $B_i$  jedes Rads wird berechnet (S20), und die Längskraft ( $F_{Xi}$ ) des Reifens jedes Rads wird berechnet (S30). Dann wird die Antriebskraft  $D$  des Fahrzeugs berechnet (S40), und die seitliche Kraft ( $F_{Yi}$ ) des Reifens für jedes Rad wird berechnet (S50–90). Anschließend wird die Reaktionskraft ( $F_{XYi}$ ) der Straße auf jedes Rad berechnet (S100), und die vertikale Belastung ( $F_{Zi}$ ) jedes Rads wird berechnet (S110). Schließlich wird das Verhältnis der Änderung der Reaktionskräfte der Straße zur Veränderung des zusammengesetzten Schlupfverhältnisses  $\lambda$  für jedes Rad berechnet (S120). Die Summe des Verhältnisses der Reaktionskraft  $F_{XYi}$  der Straße zur vertikalen Belastung  $F_{Zi}$ , und das Produkt eines vorherbestimmten Koeffizienten und des Verhältnisses der Veränderung der Reaktionskraft der Straße auf eine Veränderung der zusammengesetzten Schlupfverhältnisse wird für jedes Rad als der maximale Reibungskoeffizient der Straße  $\mu_{\max}$  berechnet (S150).

#### Patentansprüche

1. Vorrichtung zum Abschätzen eines maximalen Reibungskoeffizienten zwischen einem Reifen eines Rads und einer Straße, **dadurch gekennzeichnet**, dass sie umfasst:

eine erste Berechnungsvorrichtung (S100) zum Berechnen einer Reaktionskraft ( $F_{XY}$ ) der Straße auf den Reifen des Rads auf der Grundlage eines Reifenmodells;

eine zweite Berechnungsvorrichtung (S110) zum Berechnen einer vertikalen Belastung ( $F_Z$ ) des Reifens des Rads;

eine dritte Berechnungsvorrichtung zum Berechnen eines Verhältnisses der Reaktionskraft der Straße ( $F_{XY}$ ) auf die vertikale Belastung ( $F_Z$ ) als eines ersten Verhältnisses;

eine vierte Berechnungsvorrichtung zum Berechnen eines Verhältnisses der Veränderung der Reaktionskraft der Straße ( $F_{XY}$ ) auf die Veränderung in einem Schlupfverhältnis ( $\lambda$ ) des Reifens als eines zweiten Verhältnisses, wobei das Schlupfverhältnis auf der Grundlage des Reifenmodells berechnet wird; und

eine fünfte Berechnungsvorrichtung (S150) zum Berechnen eines maximalen Straßenreibungskoeffizienten ( $\mu_{\max}$ ) auf der Grundlage eines Produkts eines vorbestimmten Koeffizienten mit dem zweiten Verhältnis und des ersten Verhältnisses.

2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die fünfte Berechnungsvorrichtung (S150) den maximalen Straßenreibungskoeffizienten berechnet, indem das erste Verhältnis zu dem Produkt des vorbestimmten Koeffizienten mit dem zweiten Verhältnis addiert wird.

3. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Reaktionskraft der Straße ( $F_{XY}$ ) eine Reaktionskraft in einer zweidimensionalen Ebene auf der Straße ist.

4. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das Schlupfverhältnis ( $\lambda$ ) ein zusammengesetztes Schlupfverhältnis in einer Richtung der Reaktionskraft der Straße ( $F_{XY}$ ) ist.

5. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Berechnungsvorrichtung (S100) eine Längskraft ( $F_{XV}$ ) und eine Querkraft ( $F_{YV}$ ) des Reifens des Rads abschätzt, und die Reaktionskraft ( $F_{XY}$ ) der Straße auf den Reifen des Rads auf der Grundlage der Längskraft ( $F_{XV}$ ) und der Querkraft ( $F_{YV}$ ) des Reifens berechnet.

6. Vorrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass eine Serie von Berechnungen der ersten bis fünften Berechnungsvorrichtungen (S100–S150) in vorbestimmten Zeitintervallen wiederholt durchgeführt wird.

7. Vorrichtung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Berechnungsvorrichtung (S100) die Reaktionskraft ( $F_{XY}$ ) der Straße auf den Reifen des Rads berechnet, indem die Längskraft ( $F_{XV}$ ) des Reifens des Rads genutzt wird, die auf der Grundlage einer Längsbeschleunigung ( $G_X$ ) eines Fahrzeugs, eines Lenkwinkels ( $\delta$ ), einer Bremskraft ( $B$ ) des Rads und einem zuvor berechneten Wert der Querkraft ( $F_{YV}$ ) des Reifens des Rads berechnet wird.

8. Vorrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Berechnungsvorrichtung die Reaktionskraft ( $F_{XY}$ ) der Straße auf den Reifen berechnet, indem eine Querkraft ( $F_{YV}$ ) eines Reifens eines Vorderrads genutzt wird, die auf der Grundlage einer Gierrate ( $\gamma$ ) eines Fahrzeugs, einer Querschleunigung ( $G_Y$ ) des Fahrzeugs und der Längskraft ( $F_{XV}$ ) des Reifens des Rads berechnet wird.

9. Vorrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Berechnungsvorrichtung (S100) die Reaktionskraft ( $F_{XY}$ ) der Straße auf den Reifen berechnet, indem eine Querkraft ( $F_{YV}$ ) eines Reifens eines Hinterrads genutzt wird, die auf der Grundlage einer Querschleunigung ( $G_Y$ ) eines Fahrzeugs, der Längskraft ( $F_{XV}$ ) des Reifens des Rads, und einer Querkraft ( $F_{YV}$ ) eines Reifens eines Vorderrads berechnet wird.

10. Verfahren zur Abschätzung eines maximalen Reibungskoeffizienten zwischen einem Reifen eines Rads und einer Straße, dadurch gekennzeichnet, dass es folgende Schritte aufweist:

Berechnen einer Reaktionskraft ( $F_{XY}$ ) der Straße auf den Reifen des Rads auf der Grundlage eines Reifenmodells;

Berechnen einer vertikalen Belastung ( $F_Z$ ) des Reifens des Rads; Berechnen eines Verhältnisses der Veränderung der Reaktionskraft der Straße ( $F_{XY}$ ) auf die vertikale Belastung ( $F_Z$ ) als eines ersten Verhältnisses;

Berechnen eines Verhältnisses der Veränderung in der Reaktionskraft der Straße ( $F_{XY}$ ) zu der Veränderung eines Schlupfverhältnisses ( $\lambda$ ) des Reifens als eines zweiten Verhältnisses, wobei das Schlupfverhältnis auf der Grund-



lage des Reifenmodells berechnet wird; und

Berechnen eines maximalen Straßenreibungskoeffizienten ( $\mu_{\max}$ ) auf der Grundlage eines Produkts eines vorbestimmten Koeffizienten mit dem zweiten Verhältnis und des ersten Verhältnisses.

11. Verfahren nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass der maximale Straßenreibungskoeffizient ( $\mu_{\max}$ ) berechnet wird, indem das erste Verhältnis zu dem Produkt des vorbestimmten Koeffizienten mit dem zweiten Verhältnis addiert wird. 5

12. Verfahren nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass die Reaktionskraft der Straße ( $F_{XY}$ ) eine Reaktionskraft in einer zweidimensionalen Ebene auf der Straße ist.

13. Verfahren nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass das Schlupfverhältnis ( $\lambda$ ) ein zusammengesetztes Schlupfverhältnis in einer Richtung der Reaktionskraft der Straße ( $F_{XY}$ ) ist. 10

14. Verfahren nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass der Schritt der Berechnung der vertikalen Belastung ( $F_Z$ ) des Reifens des Rads die Schritte der Abschätzung einer Längskraft ( $F_{XV}$ ) und einer Querkraft ( $F_{YV}$ ) des Reifens des Rads, und des Berechnens der Reaktionskraft ( $F_{XY}$ ) der Straße auf den Reifen des Rads auf der Grundlage der Längskraft ( $F_{XV}$ ) und der Querkraft ( $F_{YV}$ ) des Reifens aufweist.

15. Verfahren nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, dass eine Folge der Schritte in dem Verfahren in vorbestimmten Zeitintervallen wiederholt durchgeführt wird. 15

16. Verfahren nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, dass der Schritt der Berechnung der vertikalen Belastung ( $F_Z$ ) des Reifens des Rads den Schritt der Berechnung der Reaktionskraft ( $F_{XY}$ ) der Straße auf den Reifen des Rads unter Nutzung der Längskraft ( $F_{XV}$ ) auf den Reifen des Rads aufweist, die auf der Grundlage einer Längsbeschleunigung ( $G_X$ ) eines Fahrzeugs, eines Lenkwinkels ( $\delta$ ), einer Bremskraft ( $B$ ) des Rads und eines zuvor berechneten Werts der Querkraft ( $F_{YV}$ ) auf den Reifen des Rads berechnet wird. 20

17. Verfahren nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, dass der Schritt der Berechnung der vertikalen Belastung ( $F_Z$ ) des Reifens des Rads den Schritt der Berechnung der Reaktionskraft ( $F_{XY}$ ) der Straße auf den Reifen durch Nutzen einer Querkraft ( $F_{YV}$ ) auf einen Reifen eines Vorderrads aufweist, die auf der Grundlage einer Gier rate ( $\gamma$ ) eines Fahrzeugs, einer Querb beschleunigung ( $G_Y$ ) eines Fahrzeugs und der Längskraft ( $F_{XV}$ ) auf den Reifen des Rads berechnet wird. 25

18. Verfahren nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, dass der Schritt der Berechnung der vertikalen Belastung ( $F_Z$ ) des Reifens des Rads den Schritt der Berechnung der Reaktionskraft ( $F_{XY}$ ) der Straße auf den Reifen durch Nutzen einer Querkraft ( $F_{YV}$ ) auf einen Reifen eines Hinterrads aufweist, die auf der Grundlage einer Querb beschleunigung ( $G_Y$ ) eines Fahrzeugs, der Längskraft ( $F_{XV}$ ) auf den Reifen des Rads, und einer Querkraft ( $F_{YV}$ ) auf einen Reifen eines Vorderrads berechnet wird. 30

19. Vorrichtung zum Abschätzen eines maximalen Reibungskoeffizienten zwischen einem Reifen eines Rads und einer Straße, dadurch gekennzeichnet, dass sie umfasst:

eine Vorrichtung (S100) zur Berechnung einer Reaktionskraft ( $F_{XY}$ ) der Straße auf den Reifen; 35

eine Vorrichtung (S110) zur Berechnung einer vertikalen Belastung ( $F_Z$ ) des Reifens;

eine Vorrichtung zur Berechnung der Veränderung eines Schlupfverhältnisses ( $\gamma$ ) des Reifens;

eine Vorrichtung zur Berechnung der Veränderung der Reaktionskraft ( $F_{XY}$ ) der Straße auf den Reifen; und

eine Vorrichtung (S150) zur Berechnung eines maximalen Straßenreibungskoeffizienten auf der Grundlage der Reaktionskraft der Straße, der vertikalen Belastung, der Variation in dem Schlupfverhältnis und der Variation in der Reaktionskraft der Straße. 40

---

Hierzu 10 Seite(n) Zeichnungen

---

45

50

55

60

65

- Leerseite -

FIG. 1

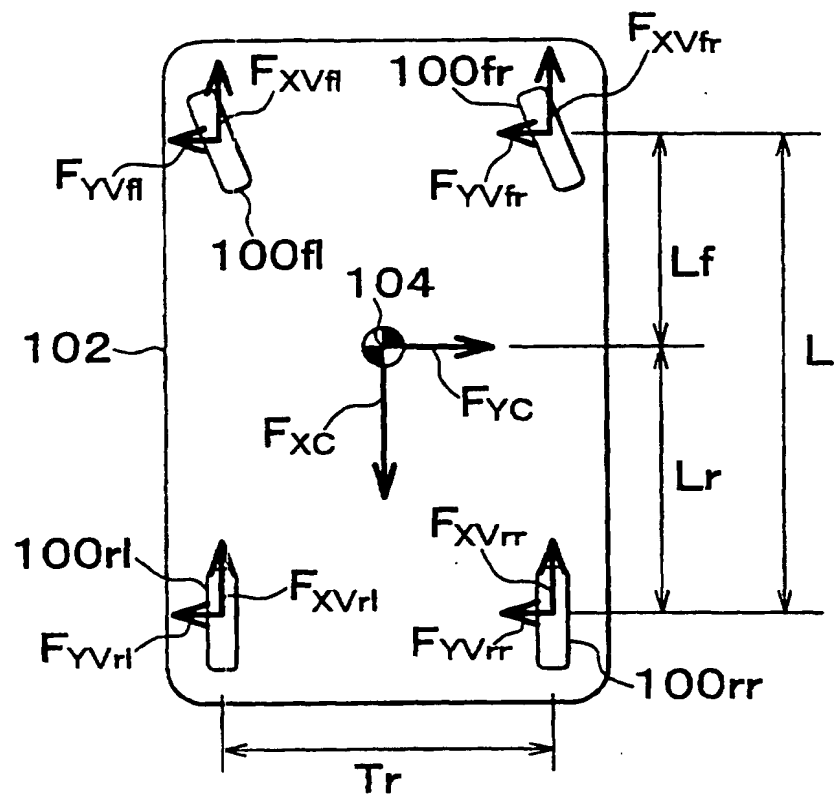


FIG. 2

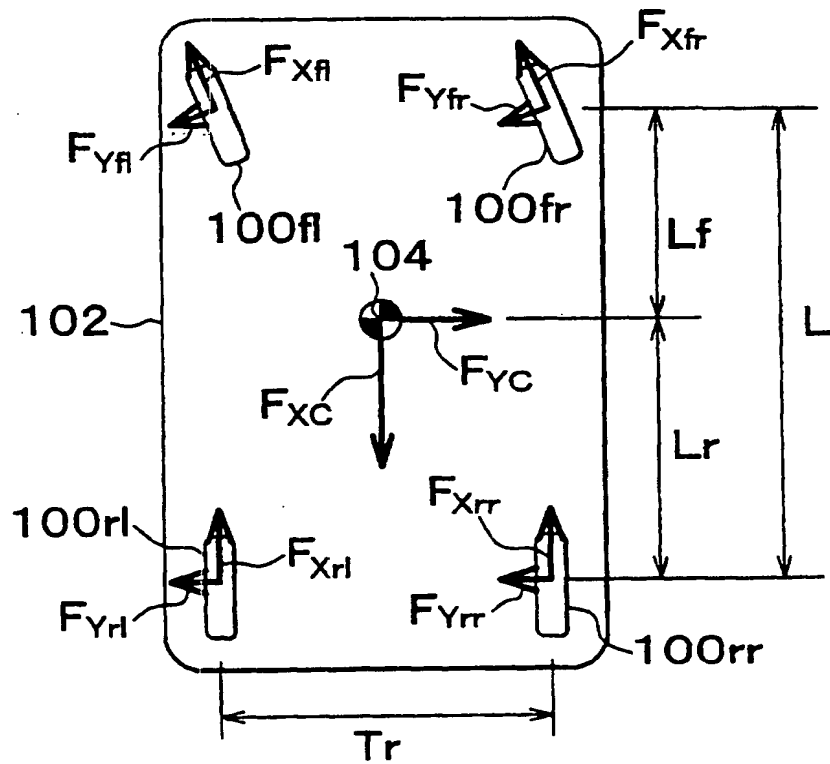


FIG. 3A

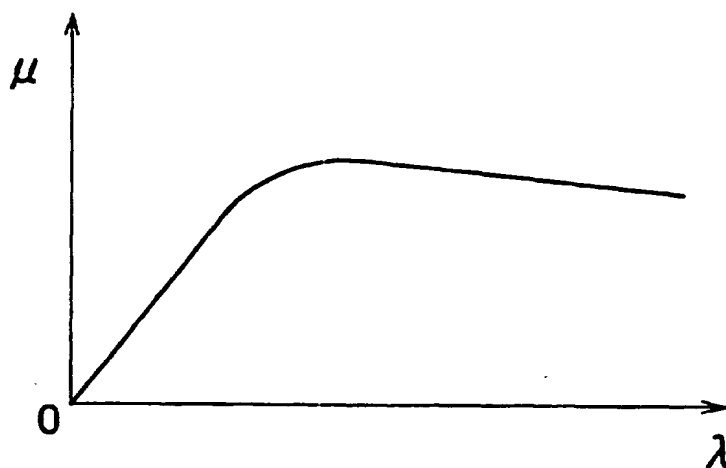


FIG. 3B

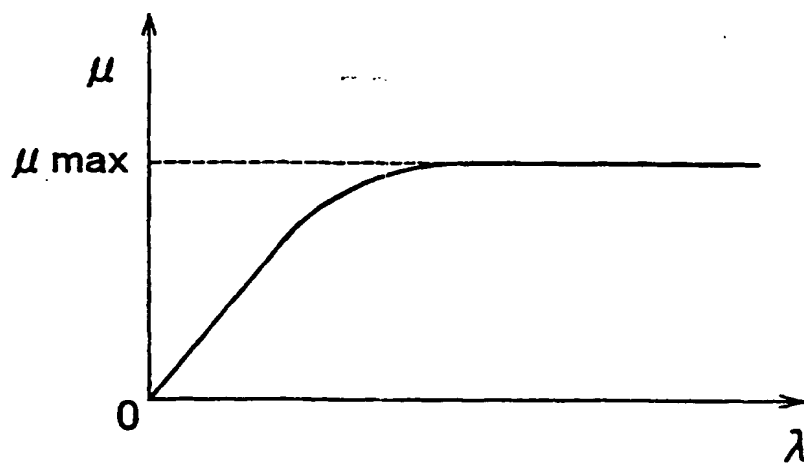
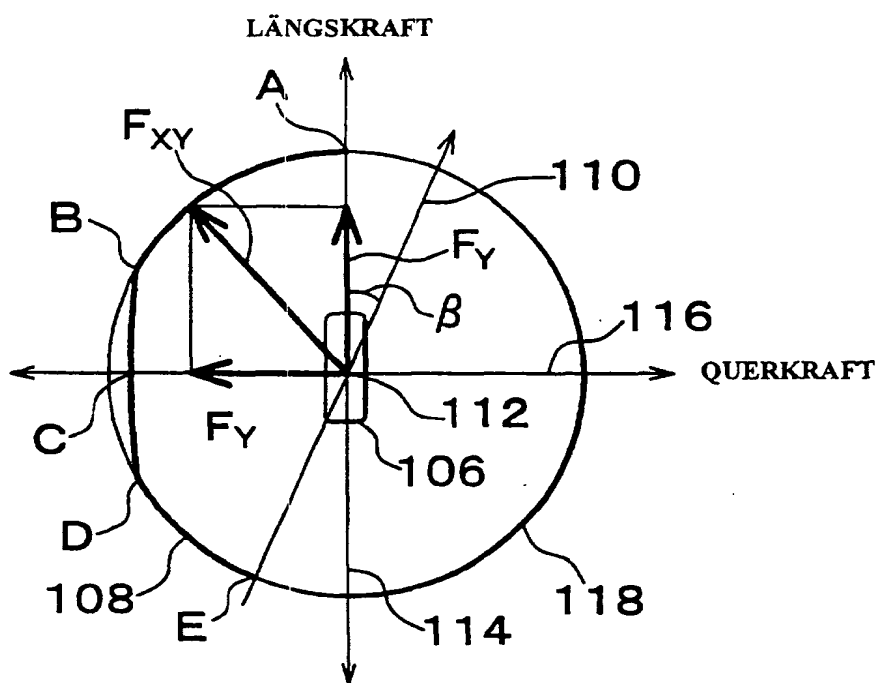


FIG. 4



**FIG. 5**

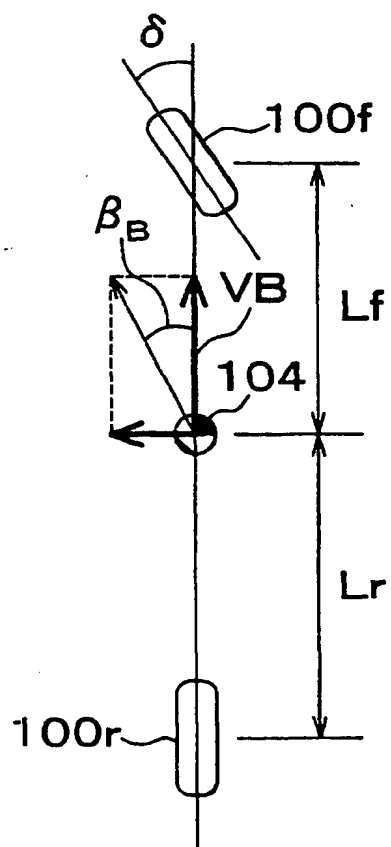


FIG. 6

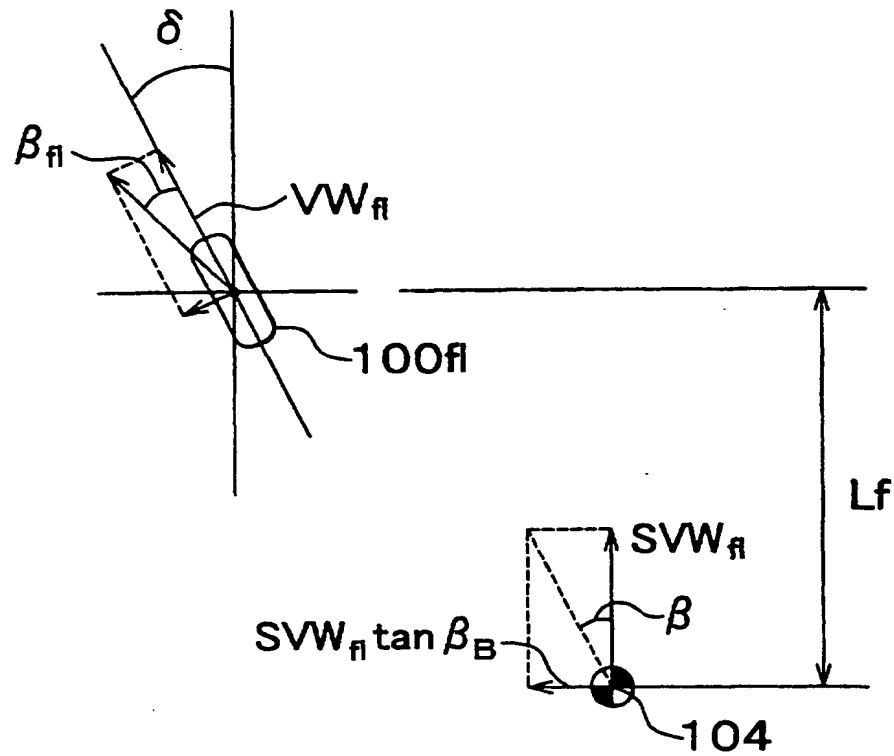
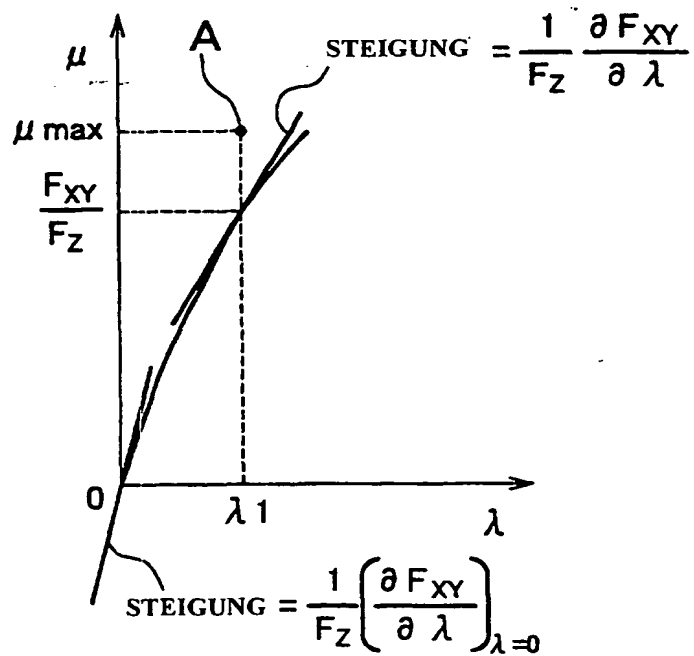


FIG. 7



# FIG. 8

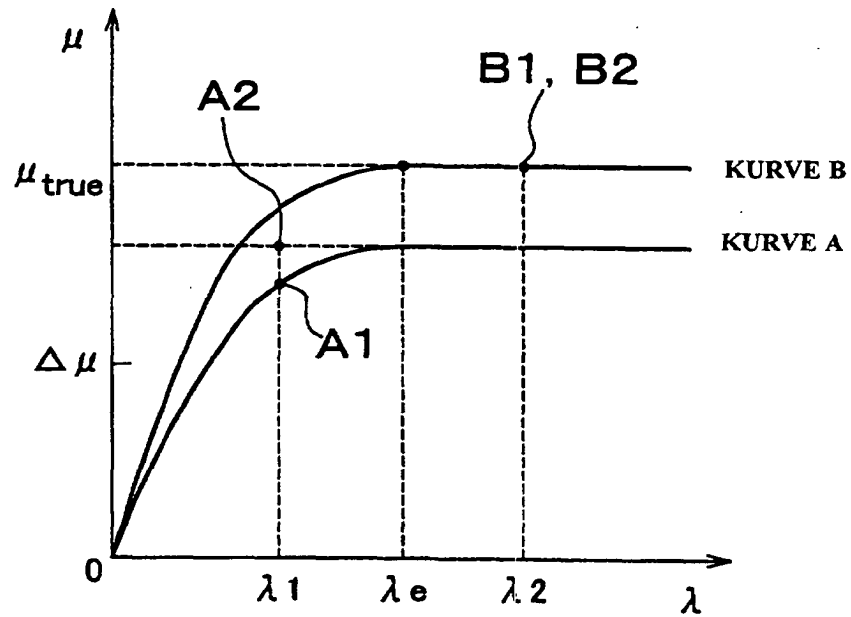
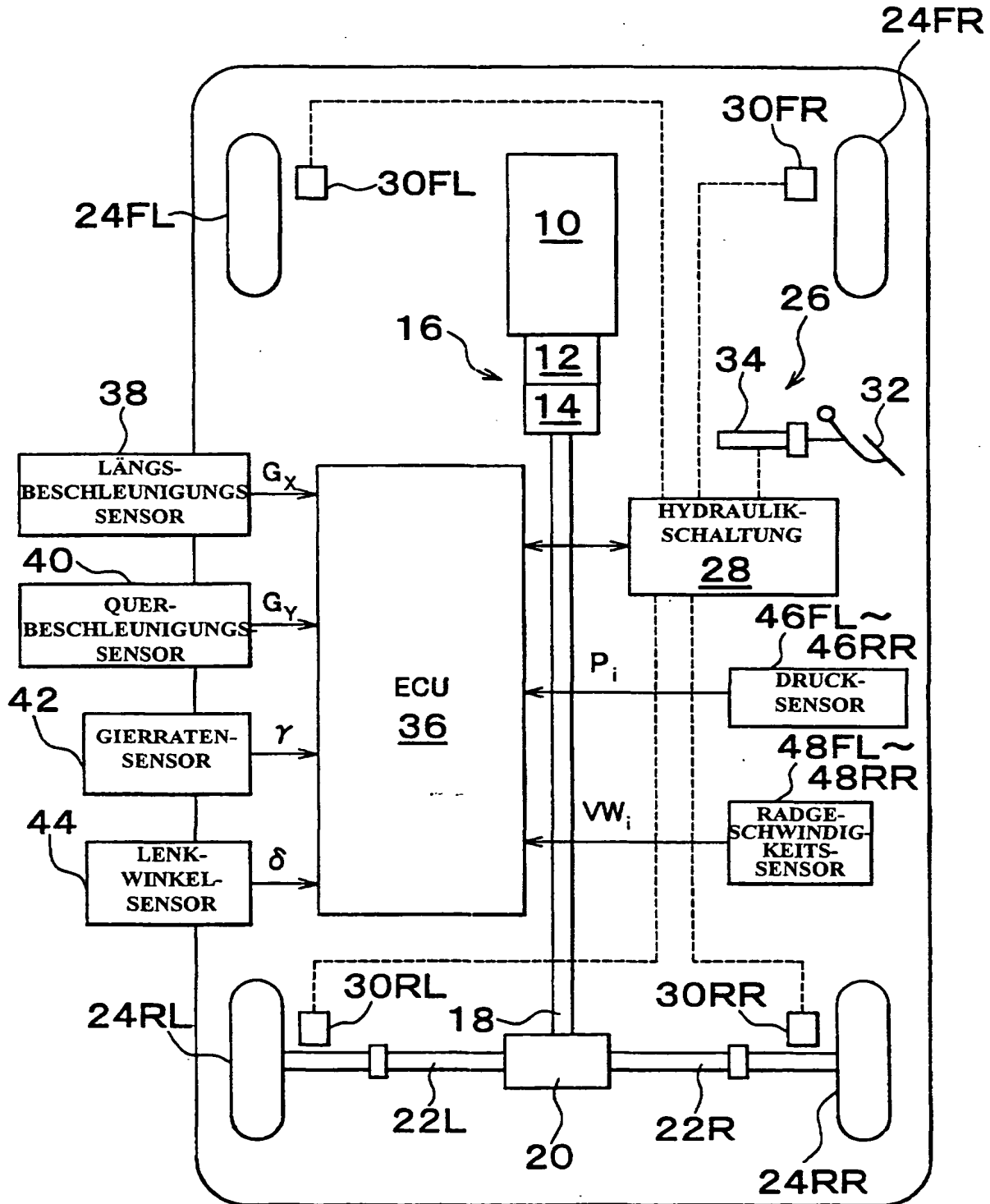
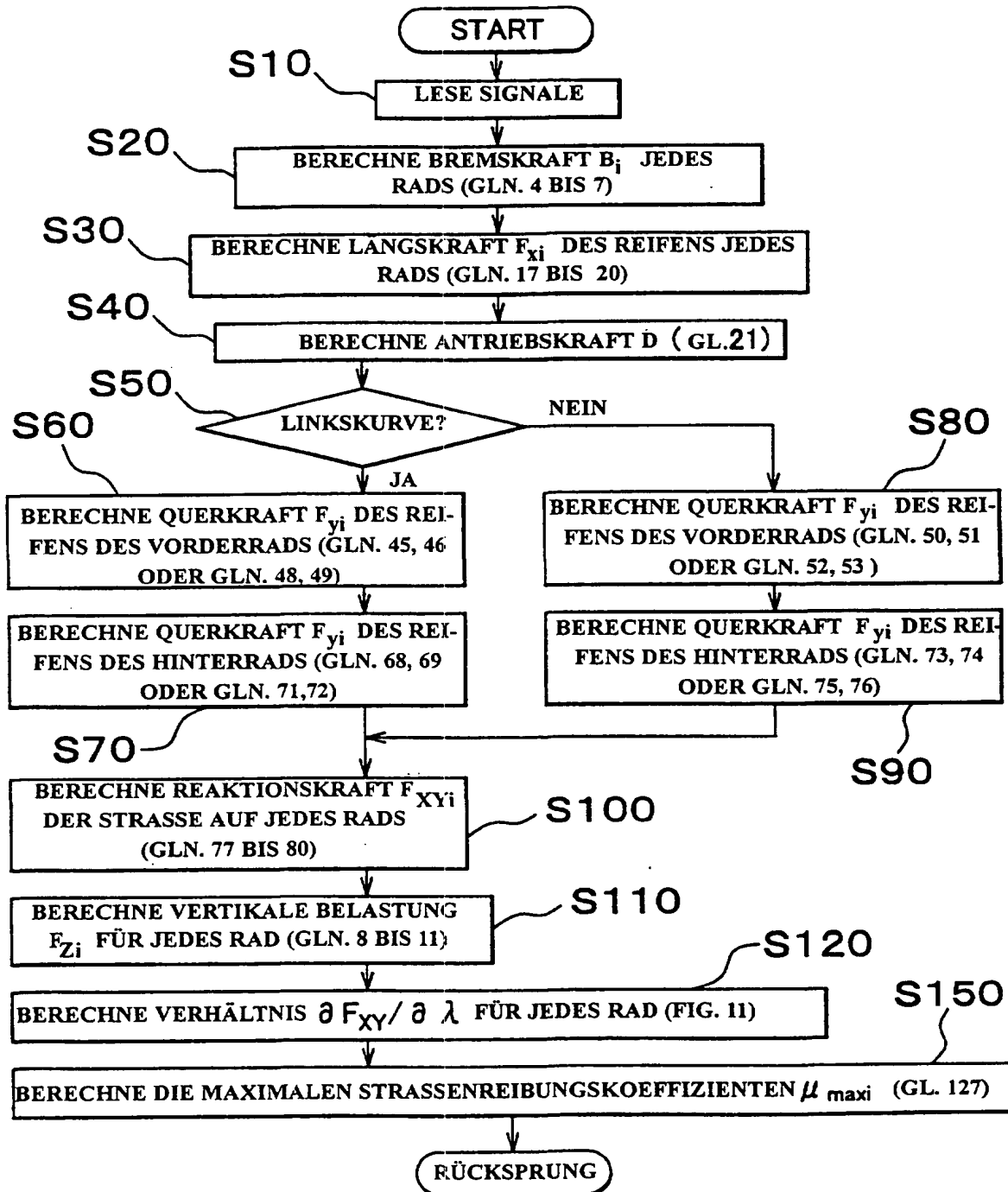


FIG. 9





## FIG. 10



## FIG. 11

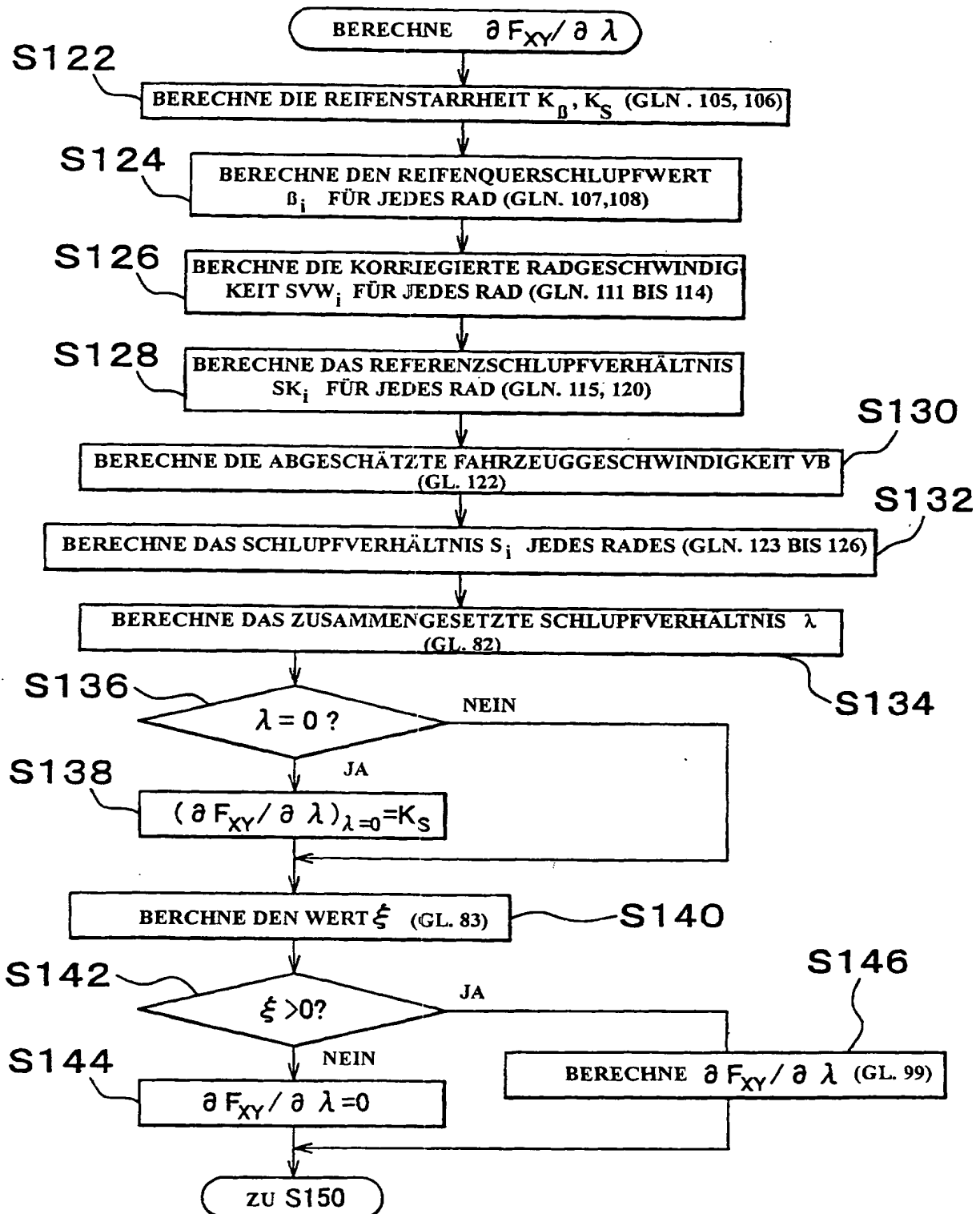
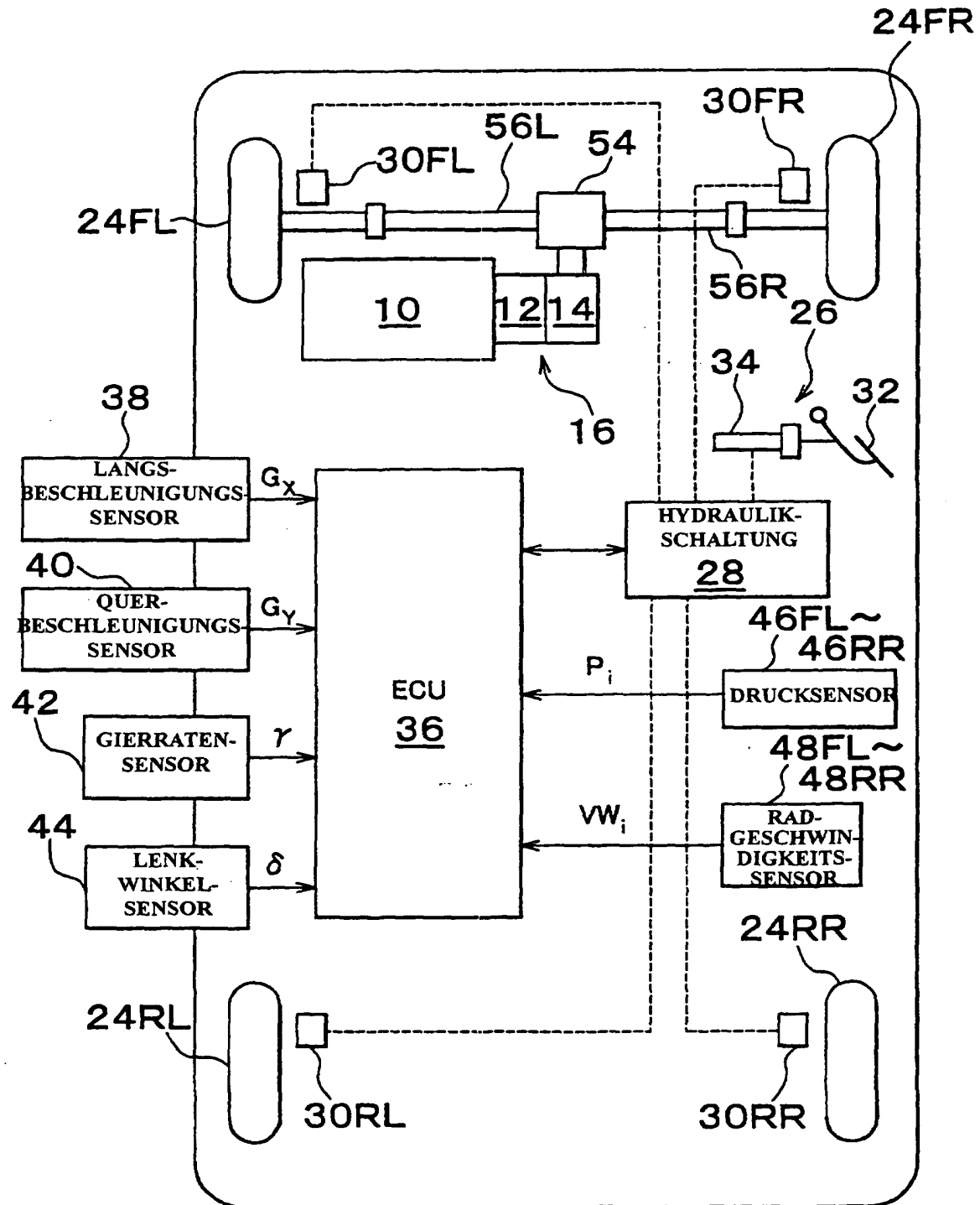


FIG. 12





## FIG. 13

